

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. Б. Сухоцкий

---

**ВТОРИЧНЫЕ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ.  
НЕТРАДИЦИОННЫЕ  
И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ  
ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ**

---

*Рекомендовано  
учебно-методическим объединением учреждений  
высшего образования по образованию в области энергетики  
и энергетического оборудования в качестве  
учебно-методического пособия для студентов учреждений  
высшего образования по специальности  
1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии  
и энергетический менеджмент»*

Минск 2012

УДК 620.92+502.174.1(075.8)

ББК 31.15я73

С 91

**Р е ц е н з е н т ы :**

доктор технических наук, доцент, заведующий лабораторией  
Объединенного института энергетики  
и ядерных исследований – Сосны НАН Беларуси  
*А. Г. Трифонов;*

кандидат технических наук, доцент кафедры  
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»  
Белорусского национального технического университета  
*Ю. К. Кривошеев*

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».*

**Сухоцкий, А. Б.**

С 91 Вторичные энергетические ресурсы. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / А. Б. Сухоцкий. – Минск : БГТУ, 2012. – 92 с.  
ISBN 978-985-530-137-1.

В учебно-методическом пособии изложены краткие теоретические сведения и приведены задачи для практических занятий по дисциплинам «Вторичные энергетические ресурсы», «Возобновляемые и нетрадиционные источники энергии» для студентов специальности «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

Пособие также может быть полезно студентам смежных специальностей, аспирантам, инженерам, занимающимся энергоэффективными технологиями.

**УДК 620.92+502.174.1(075.8)**

**ББК 31.15я73**

**ISBN 978-985-530-137-1**

© Учреждение образования  
«Белорусский государственный  
технологический университет», 2012  
© Сухоцкий А. Б., 2012

## ПРЕДИСЛОВИЕ

---

Данное учебно-методическое пособие предназначено для проведения практических занятий по дисциплинам «Вторичные энергетические ресурсы», «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» для студентов учреждений высшего образования по специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

В пособии даны краткие сведения, основные энергетические параметры и расчетные формулы технологий и устройств, применяемых при использовании вторичных и возобновляемых ресурсов. В конце каждого раздела представлены задачи на соответствующую тему для проведения практических занятий.

Некоторые исходные данные в задачах определяются по номеру ( $N$ ) фамилии студента в списке журнала группы. Например, в условии задачи 1.1: энтальпия газов на выходе из печи  $h_1 = 15\,000 + 400 \cdot N$  кДж/м<sup>3</sup>. Следовательно, для фамилии под № 10 в списке журнала группы энтальпия газов равна  $h_1 = 15\,000 + 400 \cdot 10 = 19\,000$  кДж/м<sup>3</sup>.

Методика проведения практических занятий с помощью данного учебно-методического пособия заключается в следующем. В начале занятия под руководством преподавателя студенты повторяют пройденный теоретический материал, основные формулы и методы расчета, соответствующие теме занятия. Затем преподаватель поясняет условия и ход решения выбранных для занятия задач, отвечает на вопросы студентов. Далее студенты приступают к решению задач и по мере их выполнения сообщают преподавателю номер своей фамилии по списку в журнале и ответ на решение задачи. Преподаватель, имея решения задач для всех вариантов, может судить о правильности и интенсивности выполнения задания студентами. Данная методика позволяет установить более активное взаимодействие между преподавателем и студентами во время проведения практических занятий.

## ВВЕДЕНИЕ

---

Энергия является основой для жизнедеятельности человечества: обеспечивает тепло для обогрева, производство и приготовление пищи, создание товаров. Поскольку человечество развивается, растет спрос людей на услуги, то, следовательно, будет продолжаться рост потребности в энергии. Популярными в XX веке источниками энергии (нефть, газ, уголь) потребляются эффективно, а возобновляются очень медленно и, следовательно, закончатся в обозримом будущем. Возрастающая потребность развивающихся стран в энергии из-за роста производственных мощностей и увеличения населения приведет к тому, что через 30–40 лет дополнительно потребуется 5000 ГВт установленной мощности, что примерно в 2 раза больше современного уровня. Этот фактор стимулирует переход в XXI веке к крупномасштабному использованию возобновляемых источников энергии, а также интенсивное применение новых современных технологий эффективного использования энергоресурсов.

Но даже при самых эффективных технологиях в результате энергетического обслуживания тех или других процессов отработавшие энергоносители неизбежно превращаются в тепловые отходы. Энергетические отходы, которые могут быть использованы для энергетических целей, называются вторичными энергоресурсами.

Вторичные энергоресурсы в ряде отраслей промышленности достигают 30–60% и более от соответствующего суммарного расхода топлива. Рациональное использование вторичных энергоресурсов уменьшает размеры энергопотребления и, следовательно, приводит к снижению стоимости основной технологической продукции.

Таким образом, технологии использования вторичных энергоресурсов и возобновляемых источников энергии, методы расчета основных показателей эффективности, рассматриваемые в данном учебно-методическом пособии, должны быть интересны современным специалистам в энергетической и смежных областях.

## 1. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

---

В процессе потребления энергии на технологические процессы и на коммунально-бытовые нужды потенциал энергоносителей используется не полностью. Та часть энергии, которая прямо или косвенно не используется как полезная для выпуска готовой продукции или услуг, называется энергетическими отходами.

**Вторичные энергоресурсы (ВЭР)** – энергетический потенциал отходов продукции, побочных и промежуточных отходов, образующихся в технологических установках (системах), который не используется в самой установке, но может быть частично или полностью использован для энергоснабжения других установок.

Технологический агрегат или установка, являющиеся источником отходов энергии, которую можно использовать как полезную, называется **агрегатом (установкой) – источником ВЭР**. ВЭР можно использовать непосредственно (без изменения вида энергоносителя) либо за счет выработки более высокопотенциального или другого типа теплоносителя в специальных энергопроизводящих (утилизационных) установках.

**Утилизационная установка** – устройство для выработки энергоносителей (водяного пара, горячей или охлажденной воды, электроэнергии, механической работы) за счет снижения энергетического потенциала носителя ВЭР.

ВЭР подразделяются на следующие группы.

1. **Горючие ВЭР** – ресурсы, обладающие химической энергией, которые могут быть использованы в качестве топлива.

2. **Тепловые ВЭР** – ресурсы, обладающие физической теплотой (отходящие газы технологических агрегатов; нагретая основная, побочная и промежуточная продукция; рабочие теплоносители систем охлаждения; отработанные в технологических и силовых установках горячие вода и пар).

3. **ВЭР избыточного давления** – ресурсы, обладающие потенциальной энергией (как правило, газы и жидкости, покидающие технологические агрегаты под избыточным давлением).

При составлении вариантов энергоснабжения предприятия за счет вторичных энергоресурсов сначала должны определяться начальные качественные и количественные параметры вторичных энергоресурсов.

К качественным параметрам, характеризующим потенциал вторичных энергоресурсов, относятся: для горючих ВЭР – низшая теплота сгорания  $Q_H^p$ , для тепловых – перепад энтальпий  $\Delta h$ , для избыточного давления – работа изоэнтропного расширения  $L$ . Во всех случаях единицей измерения энергетического потенциала является килоджоуль на килограмм (кДж/кг) или килоджоуль на метр кубический (кДж/м<sup>3</sup>).

Основными количественными параметрами вторичных энергоресурсов являются максимальное и среднее часовые количества этих теплоносителей за характерные зимние и летние рабочие сутки, а также годовые количества.

При разработке предложений и проектов по утилизации энергетических отходов необходимо знать удельный и общий выход ВЭР. Удельный выход и использование вторичных энергоресурсов рассчитывают или в единицу времени работы агрегата-источника ВЭР, или в показателях на единицу продукции.

Удельный выход горючих ВЭР

$$q^r = GQ_H^p,$$

где  $G$  – удельное (часовое) количество энергоносителя в виде твердых, жидких или газообразных продуктов, кг(м<sup>3</sup>)/ед. продукции, или кг(м<sup>3</sup>)/с.

Удельный выход тепловых ВЭР

$$q^r = G\Delta h = G(c_1t_1 - c_2t_2),$$

где  $c_1$  – теплоемкость энергоносителя при температуре  $t_1$ , кДж/кг, или кДж/м<sup>3</sup>;  $t_1$  – температура энергоносителя на выходе из агрегата-источника ВЭР, °С;  $c_2$  – теплоемкость энергоносителя при температуре  $t_2$ , кДж/кг, или кДж/м<sup>3</sup>;  $t_2$  – температура энергоносителя после утилизационной установки, или температура окружающей среды, °С.

Удельный выход ВЭР избыточного давления

$$q^r = mL,$$

где  $L = h_1 - h_2$  – работа изоэнтропного расширения энергоносителя, кДж/кг;  $h_1$  – энтальпия энергоносителя на выходе из агрегата-источника

ВЭР, кДж/кг;  $h_2$  – энтальпия энергоносителя после утилизационной установки, кДж/кг.

Для жидкостей работу изоэнтропного расширения можно определять по формуле

$$L = (p_1 - p_2) / \rho,$$

а для газов

$$L = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2),$$

где  $p_1, p_2$  – давление жидкости до и после утилизационной установки, кПа;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг К);  $k$  – постоянная адиабаты;  $T_1, T_2$  – температура газа до и после утилизационной установки, К.

Общий выход ВЭР за рассматриваемый период времени (сутки, месяц, квартал, год) определяют исходя из удельного или часового выхода:

$$Q_{\text{ВЭР}} = q_{\text{уд}} \Pi,$$

или

$$Q_{\text{ВЭР}} = q_{\text{ч}} T,$$

где  $q_{\text{уд}}$  – удельный выход ВЭР, кДж/ед. продукции;  $\Pi$  – выпуск основной продукции или расход сырья, топлива, к которым отнесен  $q_{\text{уд}}$  за рассматриваемый период, ед. продукции;  $q_{\text{ч}}$  – часовой выход ВЭР, кДж/с;  $T$  – время работы агрегата источника ВЭР за рассматриваемый период, с.

В частности, для наиболее значительного из вторичных энергоресурсов промышленности – отходящих горячих газов промышленных печей – количество тепла в отходящих газах  $Q_{\text{о.г}}$ , кДж/с, определяется следующим образом:

$$Q_{\text{о.г}} = V_{\text{о.г}} t_{\text{о.г}} c_{\text{г}} = B h_{\text{о.г}},$$

где  $V_{\text{о.г}}$  – количество газов,  $\text{нм}^3/\text{с}$ ;  $t_{\text{о.г}}$  – температура отходящих газов,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $c_{\text{г}}$  – средняя теплоемкость газов,  $\text{кДж}/(\text{нм}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $B$  – часовой расход топлива печью,  $\text{кг}/\text{с}$ , или  $\text{нм}^3/\text{с}$ ;  $h_{\text{о.г}} = v_{\text{о.г}} t_{\text{о.г}} c_{\text{г}}$  – удельная энтальпия отходящих печных газов,  $\text{кДж}/\text{кг}$ , или  $\text{кДж}/\text{нм}^3$ , топлива;  $v_{\text{о.г}}$  – количество отходящих газов на 1 кг, или 1  $\text{нм}^3$ , топлива.

Средняя теплоемкость при постоянном давлении для дымовых газов типового состава  $c_{\text{г}}$ ,  $\text{кДж}/(\text{нм}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$ , и воздуха  $c_{\text{в}}$ ,  $\text{кДж}/(\text{нм}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$ , может приближенно определяться по следующим формулам:

$$c_T = 0,32 + 0,000039 t_T;$$

$$c_B = 0,31 + 0,000026 t_B,$$

где  $t_T$  и  $t_B$  — температуры дымовых газов и воздуха, °С.

Начальное количество тепла отработавшего производственно-го пара  $Q_{o.п.}$ , кДж/с, на выходе из производственных агрегатов:

$$Q_{o.п.} = G_{o.п.} h_{o.п.},$$

где  $G_{o.п.}$  — количество отработавшего производственного пара, кг/с;  $h_{o.п.}$  — удельная энтальпия отработавшего пара, кДж/кг.

Начальное количество тепла нагретой охлаждающей воды  $Q_{o.в.}$ , кДж/с, выходящей из производственного агрегата,

$$Q_{o.в.} = G_{o.в.} t_H c,$$

где  $G_{o.в.}$  — количество охлаждающей воды, кг/с;  $t_H$  — температура нагретой охлаждающей воды, °С;  $c$  — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

Только часть энергии из общего выхода ВЭР может быть использована как полезная. Поэтому для оценки реального потенциала ВЭР, пригодного к использованию, рассчитывают возможную выработку энергии за счет ВЭР.

Возможная выработка теплоты на основе энергоносителей пара или горячей воды в утилизационной установке за счет ВЭР за рассматриваемый период времени

$$Q_T = Q_{ВЭР} \beta (1 - \xi),$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной установки и источника ВЭР ( $\beta = 0,7-1,0$ );  $\xi$  — коэффициент потерь энергии в окружающую среду утилизационной установкой и на тракте между источником ВЭР и утилизационной установкой ( $\xi = 0,02-0,05$ ).

Низкотемпературные тепловые ВЭР могут быть использованы для выработки холода. Возможная выработка холода

$$Q_x = Q_T \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  — холодильный коэффициент, равный отношению количества выработанного холода к количеству затраченной теплоты.

Теплота, выработанная в утилизационной установке, может также использоваться не полностью. Полезная теплота утилизационной установки

$$Q_{\text{и}} = \sigma Q_{\text{т}},$$

где  $\sigma$  – коэффициент использования выработанной теплоты ( $\sigma = 0,5-0,9$ ).

Возможная выработка электроэнергии:

– в утилизационной турбине за счет избыточного давления

$$W = Q_{\text{ВЭР}}^{\text{и}} \eta_{\text{от}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}};$$

– на конденсационной турбине за счет тепловых ВЭР

$$W = Q_{\text{т}} / q_{\text{к}},$$

где  $\eta_{\text{от}}$  – относительный внутренний КПД турбины;  $\eta_{\text{м}}$  – механический КПД турбины;  $\eta_{\text{г}}$  – КПД электрогенератора;  $q_{\text{к}}$  – удельный расход теплоты на производство электроэнергии в конденсационной турбине;  $q_{\text{к}} = 9,5-10,5$  МДж/(кВт·ч).

При использовании горючих ВЭР экономия замещаемого топлива  $\Delta B$ , т у. т определяется по формуле

$$\Delta B = Q_{\text{ВЭР}}^{\text{г}} \eta_{\text{у}} b_3,$$

где  $b_3 = 0,0342 / \eta_3$  – удельный расход условного топлива, т/кДж, на выработку теплоты в замещаемой котельной установке; 0,0342 – коэффициент перевода 1 МДж теплоты в 1 кг условного топлива;  $\eta_{\text{у}}$  и  $\eta_3$  – КПД утилизационной установки, работающей на горючих ВЭР, и установки, работающей на замещаемом топливе ( $\eta_3 = 0,80-0,92$ ).

При использовании тепловых ВЭР

$$\Delta B = b_3 Q_{\text{и}}.$$

При выработке на утилизационной установке электроэнергии или механической работы

$$\Delta B = b_3 W.$$

При выработке электроэнергии за счет тепловых ВЭР с учетом снижения при этом эффективности работы ТЭЦ

$$\Delta B = W \frac{0,0342 q_{\text{т}}^2}{q_{\text{к}}},$$

где  $q_{\text{т}}$  – удельный расход теплоты на производство электроэнергии в теплофикационной турбине;  $q_{\text{т}} = 7,8$  МДж/(кВт·ч).



## Задачи для практических занятий

### Задача 1.1

Определить выход используемых тепловых ВЭР и экономию условного топлива в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов промышленной печи, если энтальпия газов на выходе из печи  $h_1 = 15\,000 + 400 \cdot N$  кДж/м<sup>3</sup>, на выходе из котла утилизатора  $h_2 = 6130$  кДж/м<sup>3</sup>, расчетный расход уходящих газов промышленной печи  $V_p = 0,036 + 0,006 \cdot N$  м<sup>3</sup>/с. Коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы котла утилизатора и печи, равен 0,9. Коэффициент потерь теплоты котла-утилизатора в окружающую среду 0,15, коэффициент использования теплоты ВЭР 0,75. КПД замещаемой котельной установки  $\eta_3 = 0,88$ .

### Задача 1.2

Определить экономию условного топлива в течение года на мебельной фабрике при использовании горючих ВЭР в котле за счет теплоты горения древесных отходов с теплотой сгорания 18 МДж/кг, если годовое производство фабрикой изделий 3000 –  $90 \cdot N$  штук, расчетный расход древесных отходов для котла  $V_p = 560 + 10 \cdot N$  г/изделие. КПД котла на древесных отходах 0,72. КПД замещаемой котельной установки  $\eta_3 = 0,88$ .

### Задача 1.3

Определить выработку электроэнергии и экономию условного топлива в течение года на Белорусском металлургическом заводе при использовании теплоты ВЭР в конденсационной турбине за счет пара испарительного охлаждения промышленных печей, если энтальпия пара на выходе из печи  $h_1 = 2000 + 40 \cdot N$  кДж/кг, на выходе из конденсационной турбины  $h_2 = 400$  кДж/кг, расчетный расход пара испарительного охлаждения  $V_p = 3,6 + 0,6 \cdot N$  кг/с. Коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы конденсационной турбины и печи 0,95. Удельный расход теплоты на производство электроэнергии в конденсационной турбине 9500 кДж/(кВт·ч), удельный расход теплоты на производство электроэнергии в теплофикационной турбине ТЭЦ 7800 кДж/(кВт·ч). Расчет произвести с учетом снижения эффективности работы ТЭЦ.

#### **Задача 1.4**

Определить выработку электроэнергии и экономию условного топлива в течение года на Минском тракторном заводе при использовании ВЭР избыточного давления в турбине за счет природного газа, подаваемого на газораспределительный пункт, если средний расход газа  $B_p = 36 + 0,5 \cdot N$  кг/с, температура газа на входе в турбину  $T_1 = 220 + 5 \cdot N$  °С, на выходе из турбины  $T_2 = 80$  °С. Относительный внутренний КПД турбины 0,87. Механический КПД турбины 0,99. КПД электрогенератора 0,98. Газовая постоянная  $R = 520$  Дж/(кг·К). Удельный расход на выработку электроэнергии в замещаемой турбине 310 г у. т/кВт·ч. Коэффициент адиабаты природного газа  $k = 1,315$ .

## 2. СЖИГАНИЕ ГОРЮЧИХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

---

Теплота сгорания твердого топлива существенно зависит от рабочей влажности  $W^P$  и приближенно ее можно определить по формуле Д. И. Менделеева, кДж/кг:

$$Q_H^P = 340C^P + 1030H^P - 109(O^P - S^P) - 25,2W^P.$$

Высшая теплота сгорания (теплота сгорания абсолютно сухого топлива) ствольной древесины практически не зависит от вида древесины и примерно равна 18,9 МДж/кг. Тогда для ствольной древесины ( $C^P = 50,9\%$ ,  $H^P = 6,1\%$ ,  $O^P = 41,9\%$ ,  $N^P = 0,8\%$ ,  $S^P = 0,3\%$ ) формула Д. И. Менделеева упрощается:

$$Q_H^P = 189(100 - A^P - 1,13W^P).$$

Пересчет теплоты сгорания топлива при изменении влажности (от  $W_1^P$  до  $W_2^P$ ) и зольности (от  $A_1^P$  до  $A_2^P$ ) можно произвести по формуле

$$Q_{H2}^P = (Q_{H1}^P + 25,2W_1^P) \frac{100 - W_2^P - A_2^P}{100 - W_1^P - A_1^P} - 25,2W_2^P, \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 кг топлива, можно определить по формулам:

$$V_B^0 = 0,0889C^P + 0,265H^P + 0,033(S^P - O^P), \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$m_B^0 = 0,115C^P + 0,343H^P + 0,043(S^P - O^P), \text{ кг/кг.}$$

Температура горения топлива зависит, прежде всего, от трех факторов: количества подаваемого воздуха  $\alpha m_B^0$ , влажности топлива  $W^P$  и  $t_B$  температуры подаваемого на горение воздуха. Если пренебречь теплоемкостью золы, то температура горения (температура продуктов сгорания) рассчитывается по формуле

$$t_{\text{гор}} = \frac{Q_H^P + c_p^B \alpha m_B^0 (t_B - t_{o.c})}{c_p^G (1 + \alpha m_B^0)} + t_{o.c},$$

где  $c_p^G$ ,  $c_p^B$  – удельная массовая изобарная теплоемкость дымовых газов и воздуха;  $t_{o.c}$  – температура окружающей среды.

Для стволовой древесины ( $C^r = 50,9\%$ ,  $H^r = 6,1\%$ ,  $O^r = 41,9\%$ ,  $N^r = 0,8\%$ ,  $S^r = 0,3\%$ ) температуру горения можно определить по упрощенной формуле:

$$t^{\text{гор}} = \frac{189(100 - A^p - 1,13W^p) + \alpha 0,0612(100 - W^p - A^p)t_B}{1,34(1 + \alpha 0,0612(100 - W^p - A^p))}.$$

При  $\alpha = 1$ ,  $W^p = 0$  и  $A^p = 0$  максимальная температура горения (жаропроизводительность) древесного топлива равна  $t^{\text{гор}} = 1986^\circ\text{C}$ .

Эффективность топки определяется на основе уравнения теплового баланса:

$$Q_H^p = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{п.с}} + Q_{\text{хим}} + Q_{\text{мех}} + Q_{\text{зола}},$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива;  $Q_{\text{пол}}$  – полезно используемое тепло;  $Q_{\text{п.с}}$  – тепло, расходуемое на нагрев продуктов сгорания;  $Q_{\text{хим}}$  – потери тепла от химического недожога;  $Q_{\text{мех}}$  – потери тепла от механического недожога;  $Q_{\text{зола}}$  – потери тепла со шлаком и золой.

Коэффициент полезного действия топки определяется по формуле

$$\eta_t = Q_{\text{пол}} / Q_H^p.$$

Основные параметры топочных устройств слоевого типа следующие.

1. **Зеркало горения** – верхнее сечение слоя, в котором происходит горение топлива. Для слоевых топков с горизонтальным и наклонным слоем площадь зеркала горения равна площади колосниковой решетки. Для слоевых топков с вертикальным слоем площадь зеркала горения равна площади окна в задней стенке топки, через которое выходят продукты сгорания. Для слоевых топков с зажатым слоем площадь зеркала горения равна площади зажимающей решетки, через которую выходят продукты сгорания.

Тогда площадь зеркала горения или площадь колосниковой решетки определяют по формуле

$$R = \frac{Q_{\text{к.а}}}{q_R \eta_{\text{к.а}}},$$

где  $Q_{\text{к.а}} = G(h_{\text{п.п}} - h_{\text{п.в}})$  – производительность котлоагрегата, кВт;  $q_R$  – теплонпряжение зеркала горения, кВт/м<sup>2</sup> (см. таблицу);  $\eta_{\text{к.а}}$  – КПД

котлоагрегата;  $h_{п.в}$  – энтальпия пара на выходе из котлоагрегата, кДж/кг;  $h_{п.в} = t_{п.в} c_{вод}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $t_{п.в}$ ,  $c_{вод}$  – температура и теплоемкость питательной воды.

2. **Объем топочного пространства** – пространство, ограниченное слоем топлива, трубами экранов котла и стенками обмуровки, т. е. замкнутое пространство над слоем топлива.

$$V_T = \frac{Q_{к.а.}}{q_V \eta_{к.а.}},$$

где  $q_V$  – объема топочного пространства, кВт/м<sup>3</sup> (см. таблицу).

Таблица

Тип топочного устройства	Вид топлива	Теплонапряжение		
		зеркала горения, $q_R$ , кВт/м <sup>2</sup>	колосниковой решетки, кВт/м <sup>2</sup>	объема топочного пространства, $q_V$ , кВт/м <sup>3</sup>
Топка с горизонтальным слоем	Дрова	1160	1160	350
Топка с вертикальным слоем	Дрова	3500	1400	350
Топка с наклонным слоем колосников	Дрова	1400	1400	350
Топка со ступенчатой наклонной решеткой	Древесные опилки	700	700	300
Топка с зажатым слоем	Рубленая щепа	7500	–	410

### 3. Расход топлива:

– условного, т у. т./ч:

$$B_{у.т} = \frac{0,1228 Q_{к.а.}}{\eta_{к.а.}};$$

– массового, т/ч:

$$B_T = \frac{3,6 Q_{к.а.}}{Q_H^p \eta_{к.а.}};$$

– объемного, м<sup>3</sup>/ч:

$$B_{м^3} = \frac{B_T}{\rho_T \Pi},$$

где  $\rho_T$  – плотность топлива,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\Pi$  – коэффициент насыпной плотности, отношение объема топлива в плотных кубометрах к объему топлива, занимаемого штабелем или кучей.

Широкое применение находит более эффективный процесс сжигания топлива в «кипящем» слое. Принцип его заключается в том, что при определенной скорости дутья, подаваемого под слой топлива с заданным размером частиц, лежащего на решетке, этот слой приходит в движение, напоминающее кипение жидкости.

Напор газа, при котором возникает «кипящий» слой, определяется по следующей формуле:

$$\Delta p_{\text{кр}} = Hg(\rho_T - \rho_B)(1 + \varepsilon) + \Delta p',$$

где  $H$  – высота слоя топлива, м;  $\rho_T$ ,  $\rho_B$  – плотность топлива и воздуха соответственно,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\varepsilon$  – коэффициент порозности, представляющий собой отношение величин объемов пустот и слоя;  $\Delta p'$  – перепад давления, необходимый для отрыва частиц друг от друга, Па.

Характерную скорость подачи воздуха  $v'_{\text{кип}}$ , при которой начинается движение частиц топлива в слое, можно определить по следующей формуле:

$$\text{Re}'_{\text{кип}} = \frac{v'_{\text{кип}} d}{\nu_B} = 0,11 \text{Ar}^{0,52},$$

где  $\text{Re}'_{\text{кип}}$  – число Рейнольдса;  $\text{Ar} = \frac{d^3 (\rho_T - \rho_B) g}{\nu_B^2 \rho_B}$  – число Архимеда;

$d$  – эквивалентный диаметр частиц топлива, м;  $\nu_B$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ .



## Задачи для практических занятий

### Задача 2.1

Определить, каким должен быть минимальный КПД печи для того, чтобы  $5 + 0,2 \cdot N$  кг дров хватило для приготовления пищи четверем человекам. Норма расхода тепла  $900 + 150 \cdot N$  кДж на одного человека. Теплота сгорания дров 9 МДж/кг.

### **Задача 2.2**

Какое количество древесной массы необходимо для получения  $150 + 5 \cdot N$  МДж тепла при КПД установки 80%. Теплота сгорания древесины 9 МДж/кг.

### **Задача 2.3**

Определить, какое количество воздуха необходимо подавать в топку котла, для того чтобы сжигать дрова с расходом  $20 + N$  кг/с и с избытком воздуха в топке  $\alpha = 1,2$ . Состав дров  $C^p = 30 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 37 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 25\%$ .

### **Задача 2.4**

Рабочий состав древесины  $C^p = 25\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 22\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 45\%$ . Теплота сгорания древесины  $Q = 4 + 0,2 \cdot N$  МДж/кг. Определить, как изменится теплота сгорания топлива при сушке древесины до влажности  $W^p = 15 + 0,1 \cdot N\%$ .

### **Задача 2.5**

Горючий состав стволовой древесины  $C^r = 50,9\%$ ,  $H^r = 6,1\%$ ,  $O^r = 41,9\%$ ,  $N^r = 0,8\%$ ,  $S^r = 0,3\%$ . Рабочая влажность и зольность топлива  $W^p = 60 - 1,5 \cdot N\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ . Определить теплоту сгорания рабочего топлива и теоретическое объемное количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива.

### **Задача 2.6**

Какая будет температура  $t_r$  в топке при сжигании древесного топлива, если рабочая влажность и зольность топлива  $W^p = 60 - 1,5 \cdot N\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ . Коэффициент избытка воздуха в топке  $\alpha = 1,3$ . Температура подаваемого в топку воздуха  $t_0 = 80^\circ\text{C}$ . Горючий состав стволовой древесины  $C^r = 50,9\%$ ,  $H^r = 6,1\%$ ,  $O^r = 41,9\%$ ,  $N^r = 0,8\%$ ,  $S^r = 0,3\%$ . Теплоемкость воздуха  $c_v = 1,3$  кДж/(кг·К), теплоемкость дымовых газов 1,34 кДж/(кг·°C).

### **Задача 2.7**

Какой надо поддерживать влажность топлива, чтобы для исключения шлакования обеспечить температуру в топке  $t_r = 900 + 20 \cdot N$  °C. Коэффициент избытка воздуха в топке  $\alpha = 1,3$ . Температура

подаваемого в топку воздуха  $t_0 = 100 - 2 \cdot N^\circ\text{C}$ . Горючий состав ствольной древесины  $C^r = 50,9\%$ ,  $H^r = 6,1\%$ ,  $O^r = 41,9\%$ ,  $N^r = 0,8\%$ ,  $S^r = 0,3\%$ . Зольность топлива  $A^p = 0\%$ . Теплоемкость воздуха  $c_b = 1,3$  кДж/(м<sup>3</sup>·К), теплоемкость дымовых газов  $1,34$  кДж/(кг·°С).

### **Задача 2.8**

Коэффициент избытка воздуха в топке  $\alpha_T = 1,3$ . Состав топлива  $C^p = 32 + N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 35 - N\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 25\%$ .

Определить объем продуктов сгорания.

### **Задача 2.9**

В топке с наклонным слоем сжигаются дрова, имеющие следующий состав:  $C^p = 30 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $O^p = 37 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 25\%$ . Температура питательной воды  $t_{п.в} = 140^\circ\text{C}$ . Объем топочного пространства  $V_T = 64$  м<sup>3</sup>. Энтальпия перегретого пара  $h_{пп} = 3285$  кДж/кг. Паропроизводительность котла  $D = 9 - 0,1 \cdot N$  кг, коэффициент полезного действия  $\eta_{к.а} = 88\%$ .

Определить расход топлива, площадь колосниковой решетки и тепловое напряжение топочного объема (тепловое напряжение зеркала горения  $q_R$  взять из таблицы).

### **Задача 2.10**

В топке с вертикальным слоем сжигаются дрова, имеющие следующий состав:  $C^p = 30 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 37 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 25\%$ . Зеркало горения  $R = 25$  м<sup>2</sup>. Расход топлива  $B = 4 - 0,1 \cdot N$  кг/с. Потери тепла от механического недожога  $2,0\%$ , от химической неполноты сгорания  $3,0\%$ , с уходящими дымовыми газами  $6\%$ , через обмуровку котла  $2\%$ .

Определить объем топочного пространства и тепловое напряжение площади колосниковой решетки. Тепловое напряжение объема топочного пространства  $q_V$  взять из таблицы (см. с. 14).

### **Задача 2.11**

В топке сжигаются дрова, имеющие следующий состав:  $C^p = 30 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $O^p = 37 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 25\%$ . Температура уходящих газов  $t_{yx} = 160^\circ\text{C}$ . Температура воздуха, подаваемого на горение,  $t_b = 180 - 25 \cdot N^\circ\text{C}$ .

Коэффициент избытка воздуха в топке  $\alpha_T = 1,2$ . Коэффициент избытка воздуха на выходе из котлоагрегата  $\alpha_{yx} = 1,4$ . Потери тепла от механического недожога топлива  $q_4 = 4\%$ . Средние теплоемкости газа и воздуха  $c_T = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$ ,  $c_{\text{возд}} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$ .

Определить потери тепла с уходящими газами.

### **Задача 2.12**

В топке сжигаются древесное топливо, имеющее следующий состав:  $C^p = 30 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $O^p = 37 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 25\%$ . Тепловое напряжение площади колосниковой решетки  $q_R = 7500 + 100 \cdot N \text{ кВт}/\text{м}^2$ . Температура питательной воды  $t_{п.в} = 140^\circ\text{С}$ . Энтальпия перегретого пара  $h_{пп} = 3285 \text{ кДж}/\text{кг}$ . Коэффициент избытка воздуха в топке  $\alpha = 1,15$ . Паропроизводительность котла  $D = 9 - 0,1 \cdot N \text{ кг}/\text{с}$ , коэффициент полезного действия  $\eta_{ка} = 88\%$ .

Определить максимальный допустимый размер частиц топлива для организации кипящего слоя, если плотность топлива  $870 \text{ кг}/\text{м}^3$ , плотность воздуха  $1,32 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

### 3. ТЕРМОГАЗОГЕНЕРАЦИЯ ГОРЮЧИХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

---

Наиболее научно и технически разработанными способами энергетического использования древесного топлива является его прямое сжигание в топках и пиролиз. Особо привлекателен второй метод, так как он является экологически чистым и более полно использует энергетический потенциал твердых топлив.

Пиролиз – это процесс, при котором органическое сырье подвергают нагреву без кислорода или при недостаточном его доступе для получения производных топлив (твердых, жидких и газообразных). Изначальным сырьем могут служить древесина, уголь, сланец, отходы сельскохозяйственной деятельности, бытовой мусор. Продуктами пиролиза являются газы, жидкий конденсат в виде смол и масел, твердые остатки в виде угля и золы.

Материальный баланс пиролиза топлива без доступа кислорода имеет следующий вид:

$$B = G_{\text{пара}} + G_{\text{г.г}} + G_{\text{тв.ост}},$$

где  $B$  – расход топлива, подвергаемый пиролизу, кг/с;  $G_{\text{пара}}$  – выход пара в процессе пиролиза, кг/с;  $G_{\text{г.г}}$  – выход генераторного газа, кг/с;  $G_{\text{тв.ост}}$  – выход твердого остатка, кг/с.

В удельных величинах на единицу веса топлива материальный баланс примет вид:

$$1 = g_{\text{пара}} + g_{\text{г.г}} + g_{\text{тв.ост}};$$

$$g_{\text{пара}} = W^p / 100, \quad g_{\text{г.г}} = g_{\text{г.г}}^0 \left( 1 - \frac{W^p}{100} - \frac{A^p}{100} \right);$$

$$g_{\text{тв.ост}} = \left( 1 - g_{\text{г.г}}^0 \right) \left( 1 - \frac{W^p}{100} - \frac{A^p}{100} \right) + \frac{A^p}{100},$$

где  $W^p$ ,  $A^p$  – рабочая влажность и зольность исходного топлива, %;  $g_{\text{г.г}}^0 = (0,85 - \exp(1,2 - t_r / 143))$  – удельный выход генераторного газа для абсолютно сухого и беззольного топлива (зависимость Леонтьева);  $t_r$  – температура пиролиза, °С.

Уравнение теплового баланса пиролиза топлива без доступа кислорода имеет вид:

$$Q_H^p + Q_{\text{пир}} = g_{\text{г.г}} Q_H^{\text{г.г}} + Q_{\text{ф.т}}^{\text{г.г}} + g_{\text{тв.ост}} Q_H^{\text{тв.ост}} + Q_{\text{ф.т}}^{\text{тв.ост}},$$

где  $Q_H^p$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $Q_{\text{пир}}$  – теплота, которую необходимо подвести к топливу для осуществления пиролиза, кДж/кг;  $Q_H^{\text{г.г}}$ ,  $Q_H^{\text{тв.ост}}$  – теплота сгорания генераторного газа и твердого остатка, кДж/кг;  $Q_{\text{ф.т}}^{\text{г.г}}$ ,  $Q_{\text{ф.т}}^{\text{тв.ост}}$  – физическая теплота генераторного газа и твердого остатка, полученная в процессе пиролиза, кВт.

Физическую теплоту генераторного газа и твердого остатка можно определить по формулам:

$$Q_{\text{ф.т}}^{\text{г.г}} = c_{\text{г}} g_{\text{г.г}} (t_{\text{г}} - t_0) + c_{\text{пара}} g_{\text{пара}} (t_{\text{г}} - t_0) + r g_{\text{пара}};$$

$$Q_{\text{ф.т}}^{\text{тв.ост}} = c_{\text{тв}} g_{\text{тв.ост}} (t_{\text{г}} - t_0),$$

где  $c_{\text{г}}$ ,  $c_{\text{пара}}$ ,  $c_{\text{тв}}$  – средняя теплоемкость генераторного газа, пара и твердого остатка, кДж/(кг·°С);  $r$  – теплота парообразования воды, кДж/кг;  $t_0$  – начальная температура топлива, °С.

Газификация – это пиролиз, проведенный с целью максимального получения производного газообразного топлива. Устройства для частичного сжигания биомассы, проектируемые на получение максимального выхода горючих газов, называются газогенераторами.

Существуют различные схемы газогенераторных процессов. К более простым относятся слоевые. Слойная газификация может происходить при встречной подаче воздуха и топлива – прямой процесс (рис. 3.1, а), попутной подаче топлива и воздуха сверху – обращенный процесс (рис. 3.1, б) и смешанный (рис. 3.1, в) процессы.

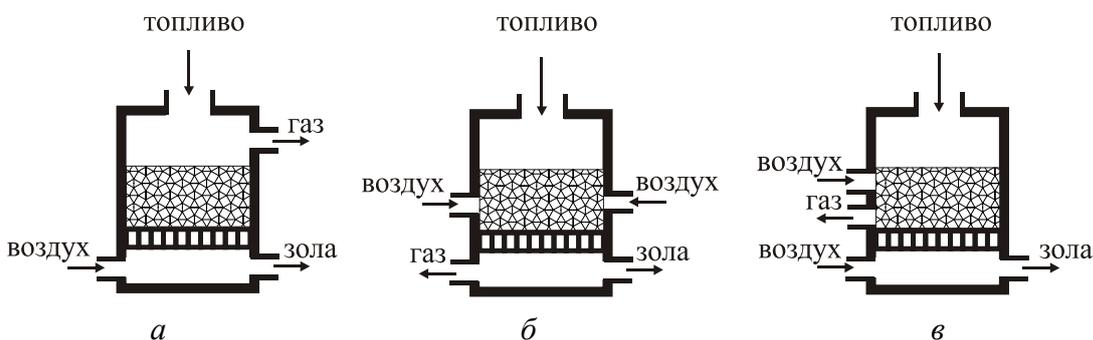


Рис. 3.1. Слойные схемы газификации: прямой (а), обращенный (б) и смешанный (в) процессы газификации

Основные параметры слоевых газогенераторов:

1. Диаметр камеры газогенератора, м:

$$D_{\text{к}} = \sqrt{\frac{B}{q}},$$

где  $q$  – напряженность горения, кг/(м<sup>2</sup>·с).

2. Высота активной зоны, м:

$$H = \frac{v_{\text{к}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} B}{D_{\text{к}}^2},$$

где  $v_{\text{к}}$  – удельный объем камеры газификации, м<sup>3</sup>/МВт.

Материальный баланс полной газификации топлива с недостатком воздуха ( $\alpha < 1$ ) имеет вид:

$$B + \alpha G_{\text{в}}^0 = G_{\text{г.г}} + G_{\text{зола}};$$

$$1 + \alpha m_{\text{в}}^0 = g_{\text{г.г}} + A^{\text{р}} / 100,$$

где  $m_{\text{в}}^0$  – теоретическое необходимое количество воздуха на 1 кг топлива для полного его сгорания.

Энергетический баланс полной газификации топлива имеет вид:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{ф.т}}^{\text{возд}} = g_{\text{г.г}} Q_{\text{н}}^{\text{г.г}} + Q_{\text{ф.т}}^{\text{г.г}} + Q_{\text{ф.т}}^{\text{зола}},$$

где  $Q_{\text{ф.т}}^{\text{возд}} = c_{\text{возд}} \alpha m_{\text{в}}^0 (t_{\text{возд}} - t_0)$  – физическая теплота подаваемого на горение воздуха, кВт;  $Q_{\text{ф.т}}^{\text{г.г}} = c_{\text{г}} g_{\text{г.г}} (t_{\text{г}} - t_0)$ ;  $Q_{\text{ф.т}}^{\text{зола}} = c_{\text{зола}} (t_{\text{г}} - t_0) A^{\text{р}} / 100$  – физическая теплота генераторного газа и золы, полученная в процессе газификации, кВт.

Энергетическая эффективность газификации определяется тепловым КПД:

$$\eta_{\text{т}} = (g_{\text{г.г}} Q_{\text{н}}^{\text{г.г}} + Q_{\text{т}}^{\text{г.г}}) / Q_{\text{н}}^{\text{р}},$$

а качество проведенной газификации определяется химическим КПД:

$$\eta_{\text{хим}} = g_{\text{г.г}} Q_{\text{н}}^{\text{г.г}} / Q_{\text{н}}^{\text{р}}.$$

При температуре газификации древесного топлива  $t_{\text{г}} = 900^{\circ}\text{C}$  минимально необходимое значение коэффициента недостатка воздуха определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{газ}} = 0,196 \frac{1 + 0,84\varphi}{1 - 0,92\varphi},$$

где  $\varphi = W^p / 100$  – относительная влажность топлива.

Содержание азота в генераторном газе, %:

$$N_{\Gamma} = (\alpha m_B^0 \cdot 0,77 + N_T^p / 100) / g_{\Gamma,\Gamma} \frac{\rho_{\Gamma,\Gamma}}{\rho_N} \cdot 100,$$

где  $N_T^p$  – содержание азота в топливе, %;  $\rho_{\Gamma,\Gamma}$  – плотность генераторного газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_N$  – плотность генераторного азота, кг/м<sup>3</sup>.

Низшая теплота сгорания генераторного газа, МДж/м<sup>3</sup>:

$$Q_H^{\Gamma,\Gamma} = 0,127 \text{CO} + 0,108 \text{H}_2 + 0,358 \text{CH}_4.$$

Газификация топлива твердым высокотемпературным теплоносителем заключается в том, что топливо предварительно проходит грохочение и дробление в дробилке, после чего подается в сушилку для сушки горячим паром из котла-утилизатора (рис. 3.2). Раздробленное до определенного размера и высушенное топливо смешивается с высокотемпературным (800–850°С) теплоносителем, которым является собственная зола топлива, и подается во вращающийся реактор пиролиза. Здесь топливо нагревается при отсутствии кислорода до температуры 460–490°С, и из него выделяется парогазовая смесь, содержащая пары углеводородов, неконденсирующиеся газы (H<sub>2</sub>, CO, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, CH<sub>4</sub> и др.) и коксозольный остаток.

Парогазовые продукты термического разложения топлива проходят через очистку от пыли в пылевой камере и отводятся в конденсационное устройство, где пары углеводородов конденсируются, образуя смолу. Неконденсирующийся полукоксовый газ пригоден в качестве газотурбинного либо котельного топлива. Коксовый остаток отводится из реактора пиролиза в аэрофонтанную топку, где его органические составляющие дожигаются в потоке воздуха. Выделившееся при этом тепло используется для нагрева золы-теплоносителя и для производства пара в котле-утилизаторе. Пар расходуется на собственные технологические и другие нужды. Важным этапом переработки топлива является утилизация тепла отбираемой из топки золы, что позволяет повысить КПД процесса на 8–10%.

Важными показателями эффективности переработки являются доли потенциального тепла топлива:  $q_{\text{пгс}}$  – переходящая в парогазовую смесь и  $q_{\text{кзо}}$  – остающаяся в коксозольном остатке. Чем

больше  $q_{\text{пгс}}$ , тем больше высококалорийного топлива (смола + газ) можно получить из топлива:

$$q_{\text{пгс}} = 100\% - q_{\text{кзо}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{пр}} / \sum Q_{\text{с}},$$

где  $\sum_{i=1}^n Q_{\text{пр}}$  – теплота сгорания продуктов разложения (парогазовой смеси);  $n$  – число продуктов;  $\sum Q_{\text{с}}$  – суммарная теплота топлива.

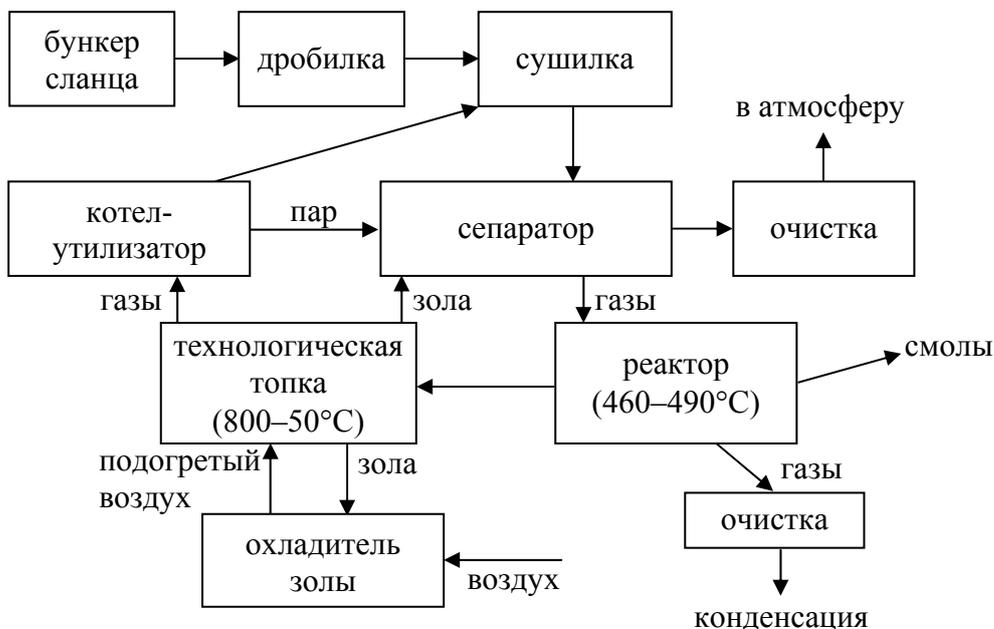


Рис. 3.2. Технологическая схема установки термического разложения сланца

Для введения процесса термического разложения топлива требуется дополнительная энергия (электрическая, механическая и др.). Кроме того, в установке избыточное тепло процесса используется для получения пара для собственных нужд в котле-утилизаторе. Тогда степень эффективности извлечения органического вещества из топлива необходимо определять по энергетическому коэффициенту использования:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{\text{пр}} + \sum Q_{\text{э.п}}}{\sum Q_{\text{с}} + \sum Q_{\text{э.р}}},$$

где  $\sum Q_{\text{э.п}}$  – общая теплота дополнительных энергетических продуктов (пара, воды, воздуха и т. д.);  $\sum Q_{\text{э.р}}$  – энергия, потребляемая для термического разложения топлива.



## Задачи для практических занятий

### Задача 3.1

Пиролиз топлива составом  $C^p = 18 + N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 39\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 35 - N\%$  производился без доступа кислорода. Состав летучих  $CO = 66 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $H_2 = 26 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $CH_4 = 8\%$ . Теплоту сгорания твердого остатка 40 МДж/кг. Определить теплоту, которую необходимо подвести для осуществления пиролиза при температуре  $900 + 5 \cdot N^\circ C$ . Температура окружающей среды  $25^\circ C$ .

### Задача 3.2

Состав топлива в газогенераторе  $C^p = 32 + N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 25\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 35 - N\%$ . Расход топлива  $10 + N$  (кг/с). Определить объем воздуха ( $m^3/c$ ), подаваемого в газогенератор с оптимальным коэффициентом недостатка воздуха при температуре  $900^\circ C$ .

### Задача 3.3

Состав топлива в газогенераторе  $C^p = 32 + N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 25\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 35 - N\%$ . Состав генераторного газа  $CO = 15 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $CH_4 = 2,6\%$ ,  $CO_2 = 20 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $O^p = 0,4\%$ . Определить содержание в газе азота N, водорода H и теплоту сгорания генераторного газа, если в воздухе объемное содержание азота 79% (плотность азота  $1,25 \text{ кг}/m^3$ ), температура газогенерации  $900 + 5 \cdot N^\circ C$ . Коэффициент недостатка воздуха 0,25.

### Задача 3.4

Состав топлива в газогенераторе  $C^p = 32 + N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 25\%$ ,  $W^p = 35 - N\%$ . Состав генераторного газа  $CO = 15 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $CH_4 = 2,6\%$ ,  $CO_2 = 20 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $O = 0,4\%$ . Определить содержание в газе азота N, водорода H. Определить тепловой и химический КПД газогенератора, если температура газогенерации  $900 + 5 \cdot N^\circ C$ . Температура подаваемого в газогенератор воздуха  $40^\circ C$ . Коэффициент недостатка воздуха 0,25.

### Задача 3.5

Состав топлива в газогенераторе  $C^p = 32 + N\%$ ,  $H^p = 5,1\%$ ,  $S^p = 0,2\%$ ,  $N^p = 0,9\%$ ,  $O^p = 25\%$ ,  $A^p = 1,8\%$ ,  $W^p = 35 - N\%$ . Состав

генераторного газа  $\text{CO} = 15 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $\text{CH}_4 = 2,6\%$ ,  $\text{CO}_2 = 20 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $\text{O} = 0,4\%$ . Определить содержание в газе азота  $N$ , водорода  $H$ . Рассчитать недожог топлива в процентах к низшей теплоте сгорания исходного топлива, если температура газогенерации  $900 + 5 \cdot N^\circ\text{C}$ . Температура подаваемого в газогенератор воздуха  $40^\circ\text{C}$ . Коэффициент недостатка воздуха  $0,25$ . Каким станет недожог топлива, если температуру газогенерации увеличить на  $50^\circ\text{C}$ ?

### **Задача 3.6**

Состав топлива в газогенераторе  $\text{C}^p = 37 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $\text{H}^p = 5,1\%$ ,  $\text{S}^p = 0,2\%$ ,  $\text{N}^p = 0,9\%$ ,  $\text{O}^p = 25\%$ ,  $\text{A}^p = 1,8\%$ ,  $\text{W}^p = 30 - 0,5 \cdot N\%$ . Удельный объем камеры газификации  $2 \text{ м}^3/\text{МВт}$ . Напряженность горения  $0,15 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Выход генераторного газа  $G_{\text{г.г}} = 7 - 0,1 \cdot N \text{ кг}/\text{с}$ . Коэффициент недостатка воздуха равен оптимальному при температуре газификации  $900^\circ\text{C}$ . Определить расход топлива, диаметр и высоту активной зоны газогенератора.

### **Задача 3.7**

Состав топлива в газогенераторе  $\text{C}^p = 32 + N\%$ ,  $\text{H}^p = 5,1\%$ ,  $\text{S}^p = 0,2\%$ ,  $\text{N}^p = 0,9\%$ ,  $\text{O}^p = 25\%$ ,  $\text{A}^p = 1,8\%$ ,  $\text{W}^p = 35 - N\%$ . Состав генераторного газа  $\text{CO} = 15 + 0,5 \cdot N\%$ ,  $\text{CH}_4 = 2,6\%$ ,  $\text{CO}_2 = 20 - 0,5 \cdot N\%$ ,  $\text{O} = 0,4\%$ . Определить содержание в газе азота  $N$ , водорода  $H$  и теплоту сгорания генераторного газа, если в воздухе объемное содержание азота  $79\%$  (плотность азота  $1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$ ). Химический КПД газогенератора  $0,6$ . Коэффициент недостатка воздуха  $0,3$ .

### **Задача 3.8**

Энергетический КПД установки газификации горючего сланца с твердым теплоносителем  $\eta_{\text{эн}} = 72\%$ . Установка работает  $24 \text{ ч}$  в сутки,  $310$  дней в году, потребляет электроэнергию мощностью  $W_{\text{э}} = 1,2 + 0,1 \cdot N \text{ МВт}$ . Установка в день перерабатывает  $1100 + 10 \cdot N$  т сланцев с теплотой сгорания  $6 \text{ МДж}/\text{кг}$  и вырабатывает в год  $12 + N$  тыс. т смолы с теплотой сгорания  $Q_{\text{см}} = 40 \text{ МДж}/\text{кг}$ . Определить массовый выход парогазовой смеси ( $\text{кг}/\text{ч}$ ) с теплотой сгорания  $Q_{\text{пт}} = 45,8 \text{ МДж}/\text{кг}$ , если доля потенциального тепла, остающегося в коксозольном остатке, составляет  $q_{\text{кокс}} = 30\%$ . Определить количество горячей воды  $G_{\text{гор}}$  ( $\text{т}/\text{ч}$ ), вырабатываемой установкой для собственных нужд предприятия с температурой  $70 - N^\circ\text{C}$  (технологическая вода поступает в установку с температурой  $18^\circ\text{C}$ ).

#### 4. БИОГАЗОГЕНЕРАЦИЯ ГОРЮЧИХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ. ХРАНЕНИЕ БИОГАЗА В ГАЗГОЛЬДЕРАХ

---

Многие виды биомассы обладают достаточно высокой тепло-творной способностью. Однако не всегда прямое сжигание биомассы целесообразно. Влажная биомасса требует специальной осушки для сжигания. При этом затраты на осушку могут быть выше, чем полученный эффект от сжигания биомассы. В связи с этим биомассу с достаточно высокой влажностью (более 60%) целесообразно подвергать анаэробному способу переработки в метантенках (биогазогенераторах). В результате этого не только исключается загрязнение окружающей среды и производится топливо (биогаз), но и получают высокоэффективные органические удобрения.

Схема биогазовой установки представлена на рис. 4.1. Сырье, содержащее 2–10% органических веществ, из отстойника 1 через теплообменник 2, где оно подогревается до температуры ферментации, подается в метантенк 3.

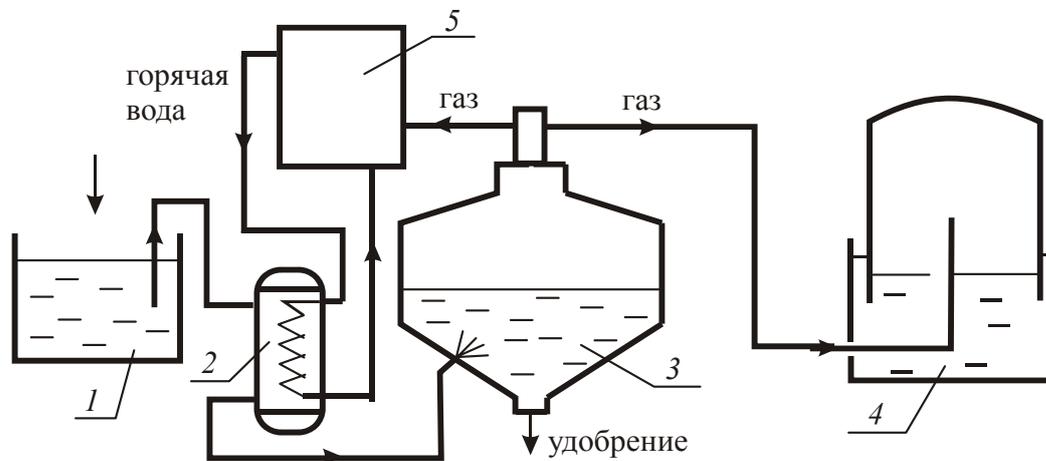


Рис. 4.1. Схема биогазовой установки

Образующиеся газы удаляются через газовый колпак, расположенный в верхней части метантенка. Газ по газопроводу поступает в котел 5 или в газохранилище – газгольдер 4. Из каждой тонны навоза выделяется в среднем  $50 \text{ м}^3$  биогаза.

Метановое брожение – процесс эндотермический, требует постоянного подогрева для поддержания необходимой температуры ферментации. Как правило, метантенки и сырье подогреваются за счет сжигания образующегося биогаза. В среднем на поддержание требуемой температуры ферментации расходуется от 15–20% (мезофильный процесс) до 30–50% (термофильный процесс) биогаза. Поэтому одним из важных моментов эксплуатации метантенков является их хорошая теплоизоляция.

Процесс брожения биомассы в метантенке идет достаточно долго. Сначала распадаются легкоразлагающиеся органические вещества с наибольшим выходом биогаза, а затем начинают распадаться трудноразлагающиеся органические вещества с заметно меньшей скоростью выхода биогаза. Поэтому, исходя из экономических соображений, на практике время продолжительности процесса брожения выбирают равное времени разложения до 40–50% органических веществ (от 8 до 20 сут).

При внедрении метантенка определяют следующие параметры.

1. Объем навозоприемника:

$$V_{\text{н}} = km_{\text{сут}}t_{\text{сб}} / \rho_{\text{н}},$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий изменение плотности навоза, в зависимости от исходной влажности ( $k = 1,5$ );  $m_{\text{сут}}$  – суточный выход навоза с начальной влажностью  $\omega$  (около 92%), кг/сут;  $\omega = m_{\text{в}} / m_{\text{сут}} = (m_{\text{сут}} - m_{0\text{сут}}) / m_{\text{сут}}$ ,  $m_{0\text{сут}} = m_{\text{сут}}(1 - \omega)$  – суточный выход сухого сбраживаемого материала, кг/сут;  $\rho_{\text{н}}$  – плотность навоза, кг/м<sup>3</sup> ( $\rho_{\text{н}} = 1020$  кг/м<sup>3</sup>);  $t_{\text{сб}}$  – время накопления навоза, продолжительность сбраживания в метантенке (от 8 до 20 сут), сут.

2. Объем метантенка:

$$V_{\text{м}} = m_{0\text{сут}}t_{\text{сб}}\upsilon,$$

где  $\upsilon$  – удельный вес жидкой массы на 1 кг сухого сбраживаемого материала (0,02 м<sup>3</sup>/кг).

3. Суточный выход биогаза:

$$B_{\text{б}} = m_{0\text{сут}}b, \text{ м}^3/\text{сут},$$

где  $b$  – удельный выход биогаза, приходящийся на 1 кг переработанного навоза (от 0,2 до 0,4 м<sup>3</sup>/кг).

4. Общая тепловая энергия получаемого биогаза:

$$Q_{\text{общ}} = B_6 Q_6, \text{ МДж/сут},$$

где  $Q_6 = 20\text{--}25 \text{ МДж/м}^3$  – теплота сгорания биогаза.

5. Расход теплоты на нагрев жидкой массы в метантенке с  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 35^\circ\text{C}$  (мезофильный режим).

$$Q_{\text{н}} = c_{\text{н}} m_{0\text{сут}} \nu \rho_{\text{н}} (t_2 - t_1) / \eta, \text{ МДж/сут},$$

где  $c_{\text{н}}$  – теплоемкость жидкой массы ( $c_{\text{н}} = 0,00406 \text{ МДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$ );  
 $\eta$  – КПД нагревательного устройства ( $\eta = 0,7$ ).

6. Расход теплоты на собственные нужды:

$$Q_{\text{с.н}} = 1,06 Q_{\text{н}}, \text{ МДж/сут},$$

где 1,06 – коэффициент, учитывающий тепловые потери.

7. Общее количество биогаза, идущего на собственные нужды:

$$B_{\text{с.н}} = Q_{\text{с.н}} / Q_6, \text{ м}^3/\text{сут}.$$

8. Выход товарного биогаза:

$$B_{\text{б.т}} = B_6 - B_{\text{с.н}}, \text{ м}^3/\text{сут}.$$

9. Коэффициент расхода биогаза на собственные нужды (0,15–0,50):

$$\varphi_6 = B_{\text{с.н}} / B_6.$$

10. Объем газгольдера:

$$V_{\text{г}} = t_{\text{н.б}} B_{\text{б.т}}, \text{ м}^3,$$

где  $t_{\text{н.б}}$  – время накопления биогаза, сут.

Мокрые газгольдеры низкого давления имеют вместимость 500–3000 м<sup>3</sup> (рис. 4.2). Их недостаток – опасность замораживания зимой, что вызывает необходимость в их обогреве или применение незамерзающей жидкости. Достоинства – поддерживают постоянное давление, обусловленное весом колпака; простота и надежность.

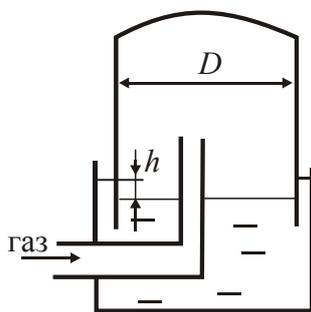


Рис. 4.2. Мокрый газгольдер

Давление в газгольдере низкого давления определяется весом колокола или груза:

$$p = (mg) / S,$$

где  $m$ ,  $S$  – масса и площадь горизонтальной проекции колокола или груза соответственно.

Объем газгольдера определяется из уравнения Менделеева – Клапейрона:

$$V = mRT / p ,$$

где  $m$  – масса биогаза;  $R$  – газовая постоянная биогаза;  $T$  – температура биогаза.

Перепад жидкости снаружи и под колоколом в мокром газгольдере определяется из основного уравнения гидростатики:

$$h = p / (\rho g) .$$



### Задачи для практических занятий

#### Задача 4.1

В метантенке осуществляется сбраживание навоза из коровника с влажностью 92% и расходом  $40 + N$  кг/сут в течение 13 сут. При этом удельный выход биогаза  $b_{уд} = 0,4$  м<sup>3</sup>/кг из сухой биомассы. Теплота сгорания биогаза 24 МДж/м<sup>3</sup>. Нагрев жидкой массы в метантенке осуществляется с  $t_1 = 10 + 0,5 \cdot N$ °С до  $t_2 = 35$ °С (мезофильный режим). Определить требуемый рабочий объем метантенка и выход товарного биогаза.

#### Задача 4.2

Какой должен быть расход навоза в сутки с влажностью 85% для переработки в метантенке, чтобы обогреть коровник с потребностью в тепле  $20 + N$  МДж/сут. Сбраживание происходит в течение 15 сут. При этом удельный выход биогаза  $b_{уд} = 0,3$  м<sup>3</sup>/кг из сухой биомассы. Теплота сгорания биогаза 24 МДж/м<sup>3</sup>. Нагрев жидкой массы в метантенке осуществляется с  $t_1 = 10 + 0,5 \cdot N$ °С до  $t_2 = 35$ °С (мезофильный режим). Определить требуемый рабочий объем метантенка.

#### Задача 4.3

Газгольдер (рис. 4.2) содержит колокол диаметром  $D = 4 + 0,5 \cdot N$  (м), высотой 3 м. Определить массу колокола и закаченного в газгольдер газа, если перепад уровней воды в сосуде и под колоколом  $h = 150 + 5 \cdot N$  мм. Газовая постоянная биогаза 245 Дж/(кг·°С), температура биогаза 40°С.

## 5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ

---

Для более эффективного использования тепловых ВЭР целесообразно применять метод термодинамического анализа (второго закона термодинамики), позволяющего выявлять в любой системе узлы с наибольшей необратимостью тепловых процессов. Наибольшее распространение получил эксергетический метод термодинамического анализа, который учитывает не только количество, но и качество (температуру, давление и др.) используемых в системе энергоносителей.

Качество тепловых ВЭР определяется эксергией – максимальным количеством теплоты, которое может быть превращено в работу

$$E = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q,$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды, К;  $T$  – температура тепловых ВЭР, К;  $Q$  – мощность тепловых ВЭР, Дж.

Эксергетический КПД утилизации тепловых ВЭР примерно можно определить по формуле:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{1 - T_0 / T_2}{1 - T_0 / T_1},$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды, К;  $T_1$  – температура тепловых ВЭР на входе в утилизатор, К;  $T_2$  – температура полученного теплоносителя на выходе из утилизатора, К.

Отсюда вытекают правила повышения термодинамической эффективности утилизации тепловых ВЭР:

1) необходимо стремиться к снижению разности температур между обменивающимися средами;

2) необходимо избегать промежуточных ступеней преобразования теплоты;

3) необходимо избегать смешения нагревающих сред с разными температурами, а организовывать двухступенчатую схему подогрева.

Основными потерями в котельных установках являются потери теплоты с уходящими газами  $q_2$ , которые в котлах без хвостовых

поверхностей, работающих с коэффициентом избытка воздуха отличным от оптимального  $\alpha \neq \alpha_{\text{опт}}$ , могут достигать 25%. При известных значениях расхода топлива  $B$ , температуры уходящих газов  $t_{\text{yx}}$ , коэффициенте избытка воздуха  $\alpha$  и КПД котлоагрегата  $\eta$  рассчитывают значения потерь теплоты с уходящими газами, %:

$$q_2 = \frac{h_{\text{yx}} - h_{\text{xb}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \cdot 100,$$

где  $h_{\text{yx}}$  – энтальпия уходящих дымовых газов, Дж/кг;  $h_{\text{xb}}$  – энтальпия поступающего в котел холодного воздуха, Дж/кг;  $Q_{\text{H}}^{\text{p}}$  – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

При установке воздухоподогревателя за котлом температура газов снизится до значения  $t'_{\text{yx}}$ . При этом уменьшатся потери теплоты с уходящими газами до значения

$$q'_2 = \frac{h'_{\text{yx}} - h_{\text{xb}}}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \cdot 100$$

и возрастет КПД котельного агрегата

$$\eta' = \eta - q_2 + q'_2.$$

Это приводит к снижению расхода топлива:

$$B' = B \frac{\eta}{\eta'}.$$

Количество теплоты, отданное продуктами сгорания, определяется выражением

$$Q = V_{\text{r}} c_{\text{r}} (t_{\text{yx}} - t'_{\text{yx}}),$$

где  $V_{\text{r}}$  – объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/с.

Площадь поверхности теплообмена определится из выражения

$$F = \frac{Q}{k \Delta t},$$

где температурный напор рассчитывается как

$$\Delta t = \frac{(t'_{\text{yx}} - t_{\text{xb}}) - (t_{\text{yx}} - t_{\text{b}})}{\ln \frac{t'_{\text{yx}} - t_{\text{xb}}}{t_{\text{yx}} - t_{\text{b}}}},$$

здесь  $t_{\text{xb}}$ ,  $t_{\text{b}}$  – температура воды на входе и на выходе из теплообменника.



## Задачи для практических занятий

### Задача 5.1

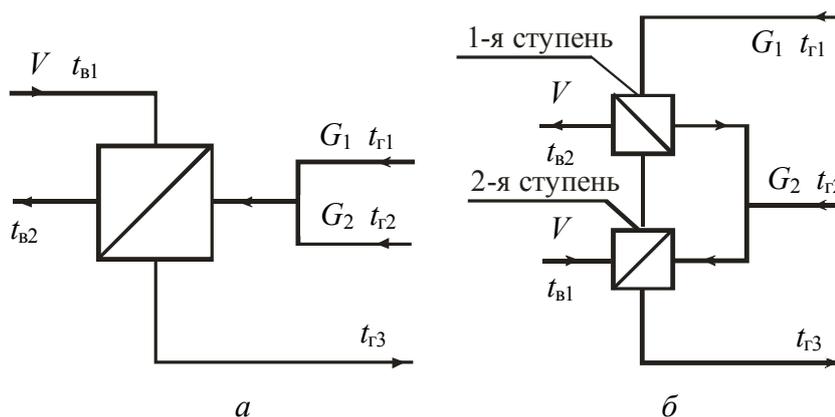
В теплообменном аппарате дымовыми газами промышленной печи нагревается вода. Расход дымовых газов  $G = 4,2$  кг/с, температура дымовых газов  $t_{\text{вх}} = 900 - 10 \cdot N$  °С. Расход нагреваемой воды  $W = 1,5$  кг/с, температура нагреваемой воды  $t_{\text{вх}} = 25$  °С. Теплоемкость воды  $4,186$  кДж/(кг·°С), теплоемкость дымовых газов  $1,5$  кДж/(кг·°С). Теплообменная поверхность теплообменника  $F = 50 + 5 \cdot N$  м<sup>2</sup>. Коэффициент теплопередачи  $40$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Определите эксергетический КПД теплообменного аппарата для противоточной и прямоточной схемы теплообмена, если температура окружающей среды  $15$  °С.

### Задача 5.2

В теплоутилизационной установке дымовыми газами нагревается вода. Расход нагреваемой воды  $V = 100 + 20 \cdot N$  кг/с, температуры воды  $t_{\text{в1}} = 60$  °С,  $t_{\text{в3}} = 120 - N$  °С. Расход газов  $G_1 = G_2 = 150 + 10 \cdot N$  кг/с, температура дымовых газов  $t_{\text{г1}} = 200$  °С,  $t_{\text{г2}} = 150$  °С. Коэффициент теплопередачи  $k = 1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), теплоемкость воды  $4,186$  кДж/(кг·°С), теплоемкость дымовых газов  $1,5$  кДж/(кг·°С).

Определить общую поверхность теплообмена в одноступенчатой (рисунок *а*) и двухступенчатой (рисунок *б*) схемах, если принять что в первой ступени дымовые газы охлаждаются до температуры  $t_{\text{г2}} = 150$  °С.



Одноступенчатая и двухступенчатая системы  
утилизации теплоты

### **Задача 5.3**

В котле-утилизаторе дымовыми газами промышленной печи нагревается вода. Расход дымовых газов  $G = 150 + 10 \cdot N$  кг/с, температура дымовых газов  $t_{\text{вх}} = 900^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{вых}} = 150^\circ\text{C}$ . Расход нагреваемой воды  $V = 150 + 40 \cdot N$  кг/с, температура нагреваемой воды  $t_{\text{вх}} = 25^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{вых}} = 160 - 3 \cdot N^\circ\text{C}$ . Теплоемкость воды  $4,186$  кДж/(кг $\cdot$ °C), теплоемкость дымовых газов  $1,5$  кДж/(кг $\cdot$ °C).

Определите энергетический и эксергетический КПД котла-утилизатора, если температура окружающей среды  $15^\circ\text{C}$ .

### **Задача 5.4**

В котле-утилизаторе дымовыми газами промышленной печи нагревается вода. Расход дымовых газов  $G = 150 + 10 \cdot N$  кг/с, температура дымовых газов на выходе  $t_{\text{вых}} = 150^\circ\text{C}$ . Расход нагреваемой воды  $V = 150 + 40 \cdot N$  кг/с, температура нагреваемой воды на входе  $t_{\text{вх}} = 25^\circ\text{C}$ . Теплоемкость воды  $4,186$  кДж/(кг $\cdot$ °C), теплоемкость дымовых газов  $1,5$  кДж/(кг $\cdot$ °C). Коэффициент теплопередачи  $40$  Вт/(м<sup>2</sup> $\cdot$ °C).

На сколько нужно увеличить поверхность теплообмена  $F$ , чтобы получить снижение температуры дымовых газов до  $110^\circ\text{C}$  ?

## 6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДНЕПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ. ТУРБОДЕТАНДЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

---

К среднепотенциальным тепловым ВЭР можно прежде всего отнести загрязненные технологические стоки (например, продувка котлов); рабочий теплоноситель систем охлаждения; промежуточную и конечную продукцию, подвергшуюся тепловой обработке.

При неиспользовании тепловой энергии непрерывной продувки котлов происходит увеличение расхода топлива примерно на 0,35% на 1% продувки. Для использования тепловой энергии непрерывной продувки устанавливают сепаратор и теплообменник (рис. 6.1).

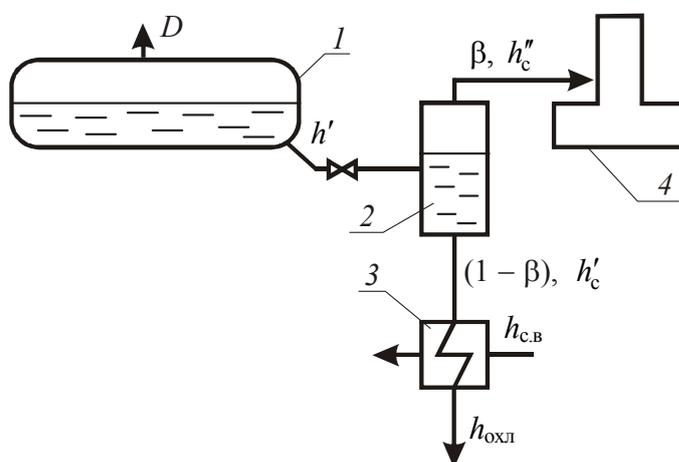


Рис. 6.1. Схема установки сепаратора  
и охладителя непрерывной продувки:  
1 – барабан котла; 2 – сепаратор непрерывной продувки;  
3 – теплообменник-охладитель сепарированной воды;  
4 – деаэратор

Тогда экономия условного топлива, т у. т. на каждую тонну выработанного пара составит:

$$\frac{\Delta B}{D} = P \frac{[\beta(h_c'' - h_{c,v}) + (1-\beta)(h_c' - h_{охл})]}{29,33 \cdot 10^5 \eta},$$

где  $P$  – процент продувки;  $\beta$  – доля сепарированного пара, которая рассчитывается по выражению

$$\beta = \frac{h' - h'_c}{h''_c - h'_c};$$

$h''_c$  – удельная энтальпия сепарированного пара, кДж/кг;  $h'_c$  – удельная энтальпия сепарированной воды, кДж/кг;  $h_{c.в}$  – удельная энтальпия сырой воды, идущей на подогрев в теплообменник, кДж/кг;  $h_{охл}$  – удельная энтальпия охлажденного конденсата, кДж/кг;  $\eta$  – КПД котлоагрегата;  $h'$  – энтальпия продувочной воды, кДж/кг.

Степень использования тепла продувочной воды может быть охарактеризована коэффициентом использования  $\phi$ . При установке сепаратора и теплообменника  $\phi$  определяется по формуле

$$\phi = \frac{\beta(h''_c - h_{c.в}) + (1 - \beta)(h'_c - h_{охл})}{h' - h_{c.в}}.$$

Если установлен только сепаратор, при расчете по этой формуле принимают  $h_{охл} \approx h'_c$  т. е. второй член в числителе равен нулю.

В высокотемпературных установках многие конструктивные элементы находятся в зонах высоких температур, и надежная их работа обеспечивается системами принудительного охлаждения. Различают водяное и испарительное охлаждение.

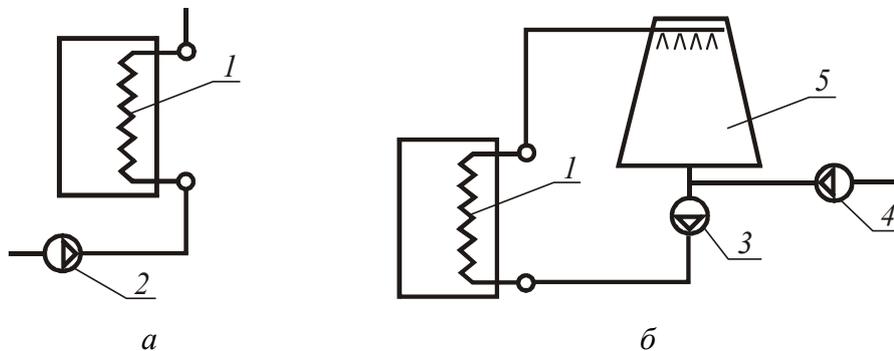


Рис. 6.1. Схемы водяного охлаждения конструктивных элементов:  
 1 – теплообменная поверхность; 2 – насос; 3 – циркуляционный насос;  
 4 – подпиточный насос; 5 – градирня

**Водяное охлаждение** осуществляется либо по проточной (рис. 6.1, а), либо по оборотной (рис. 6.1, б) схемам. Температура воды на выходе не должна превышать  $\sim 40^\circ\text{C}$  из-за опасности образования накипи.

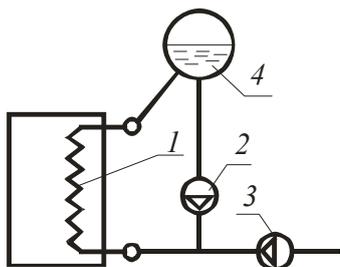


Рис. 6.2. Схема испарительного охлаждения:

- 1 – теплообменная поверхность;  
 2 – циркуляционный насос;  
 3 – подпиточный насос; 4 – барабан

Следует отметить следующие недостатки водяного охлаждения.

1. Низкая температура охлаждающей воды исключает возможность использования теплоты, уносимой водой (воду сбрасывают в канализацию либо охлаждают в градирнях).

2. Незначительный нагрев воды (на 10–15°С) требует очень большого ее расхода, до 500 т/ч на один агрегат.

Сущность испарительного охлаждения (рис. 6.2) заключается в охлаждении конструктивных элементов печей химически очищенной водой, причем отводимая от конструктивных элементов теплота затрачивается на испарение воды.

Охлаждаемые элементы присоединены двумя трубами к барабану-сепаратору, в котором пар отделяется от воды. Возможно применение естественной и принудительной циркуляции воды. Отводимая теплота используется на производство пара, кг/с:

$$D = \frac{Q}{h'' - h_{п.в}},$$

где  $Q$  – отводимое количество теплоты;  $h''$  и  $h_{п.в}$  – энтальпия насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг.

Испарительное охлаждение по сравнению с водяным обеспечивает уменьшение расхода воды и позволяет полезно использовать теплоту, отведенную от агрегата. Однако для исключения перегрева охлаждаемых поверхностей необходимо уменьшить образование накипи, что требует предварительной обработки теплоносителя в системе химводоподготовки.

Температура  $t_{ст}$  охлаждаемой стенки (рис. 6.3) определяется как

$$t_{ст} = t_{ж} + q_{п} \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{м}}{\lambda_{м}} + \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} \right),$$

где  $t_{ст}$  – температура теплоносителя, °С;  $q_{п}$  – удельный отведенный от агрегата тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи

от теплоносителя к теплообменной поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_M, \delta_H$  – толщина поверхности теплообмена и накипи, м;  $\lambda_M, \lambda_H$  – коэффициент теплопроводности поверхности теплообмена и накипи, Вт/(м·°С).

Детандерами принято называть любые газотурбинные генераторы, работающие на перепаде давления газа. Давление в магистральном газопроводе составляет 5–7 МПа, а в сетях потребителя должно быть равным 0,1–0,3 МПа. В настоящее время избыточное давление просто сбрасывается сначала на газораспределительной станции (ГРС) до 1,2 МПа, а затем в газораспределительном пункте (ГРП).

Мощность детандерной установки определяется из уравнения

$$N_T = G_r l \rho_r \eta.$$

Работа адиабатного процесса выражается через изменение внутренней энергии:

$$l = -\Delta U = c_v (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Начальные значения давления и удельного объема перед турбиной  $p_1$  и  $v_1$  заданы, известно давление  $p_2$  природного газа после турбины. Удельный объем и температура газа после расширения в турбине рассчитывается из уравнений адиабатного процесса

$$v_2 = v_1 (p_1 / p_2)^{1/k}, \quad T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{(k-1)/k}.$$

Количество теплоты, которое необходимо затратить на предварительный подогрев газа в экономайзере, определится по выражению

$$Q = G_r \rho_r c_p (T_1 - T_r).$$

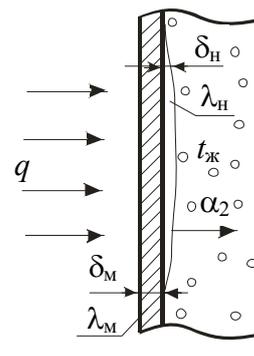


Рис. 6.3. Влияние накипи на эффективность испарительного охлаждения



### Задачи для практических занятий

#### Задача 6.1

Определить годовую экономию условного топлива при использовании тепловой энергии продувочной воды в котельной с установкой сепаратора и теплообменника (рис. 6.1.). Паропроизводительность

котельной  $D = 60 - 0,5 \cdot N$  т/ч, энтальпия насыщенной воды в барабане котла  $h_n = 814,7$  кДж/кг, температура исходной воды, поступающей в котельную,  $10^\circ\text{C}$ , величина продувки  $P = 6\%$ , годовое число часов использования котельной 6500 ч, КПД котельной 73%. Вода в теплообменнике подогревается до температуры  $55^\circ\text{C}$ , а расход воды через теплообменник равен расходу продувочной воды. Избыточное давление в сепараторе  $p_c = 20 + 2 \cdot N$  кПа (энтальпию кипящей воды в сепараторе можно определить по формуле  $h' = 420 + 1,07 \cdot p_c - 0,002 \cdot p_c^2$  кДж/кг, энтальпия сухого пара  $h'' = 2676,5 + 0,4 \cdot p_c - 0,001 \cdot p_c^2$  кДж/кг).

### **Задача 6.2**

Определить температуру стенки системы испарительного охлаждения элементов технологической печи при отсутствии накипи, если удельный тепловой поток охлаждения  $q_n = 300 + 10 \cdot N$  кВт/(м<sup>2</sup>·К). Толщина стенки 2,5 мм =  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м, коэффициент теплопроводности стали  $\lambda_m = 50$  Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде  $15 - 0,2 \cdot N$  кВт/(м<sup>2</sup>·К). Температура кипящей воды  $100^\circ\text{C}$ .

Рассчитать температуру стенки при появлении накипи толщиной в 1 мм и при теплопроводности накипи  $\lambda_n = 1$  Вт/(м·К). Определить, при какой толщине накипи температура стенки достигнет критической температуры  $1000^\circ\text{C}$ .

### **Задача 6.3**

Определить мощность турбодетандерной установки, если номинальный расход природного газа  $0,4 + 0,05 \cdot N$  т/ч; показатель адиабаты природного газа 1,4; КПД установки 60%, начальное давление природного газа  $65 - 0,5 \cdot N$  атм; начальная температура  $60^\circ\text{C}$ .

Определить также, сколько нужно подвести тепла в подогреватель природного газа, чтобы после срабатывания его в детандерной установке температура не уменьшилась ниже  $40^\circ\text{C}$ . Давление газа на выходе из турбодетандера 6 атм, а плотность  $1,7$  кг/м<sup>3</sup>. Теплоемкость природного газа  $1,5$  Вт/(м<sup>3</sup>·°C).

## 7. ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

---

Источником энергии солнечного излучения служит термоядерная реакция. При этом в направлении Земли движется  $1,2 \cdot 10^{17}$  Дж/с энергии, что в 1600 раз больше энергии, которую потребляют люди на Земле.

Излучение характеризуется следующими параметрами.

1. *Поток излучения*  $Q$ , Дж/с, Вт, – величина, равная энергии, переносимой электромагнитными волнами за одну секунду через произвольную поверхность.

2. *Плотность потока излучения*  $E$ , Вт/м<sup>2</sup>, – интегральный поток излучения, переносимый через единицу поверхности:

$$E = \frac{dQ}{dS}.$$

3. *Интенсивность излучения*  $I$ , Вт/(м<sup>2</sup>·мкм), – плотность потока излучения тела для рассматриваемого интервала длин волн  $d\lambda$ :

$$I = \frac{dE}{d\lambda}.$$

4. *Облученность*  $H$ , Дж/м<sup>2</sup>, – поток излучения, падающий на единицу поверхности за определенный промежуток времени  $dt$ :

$$H = \int E dt .$$

Основная часть солнечной энергии испускается в виде коротковолнового электромагнитного излучения в диапазоне длин волн 0,2–3 мкм (рис. 7.1, кривая 1). Плотность солнечного излучения до атмосферы Земли на перпендикулярную излучению площадку составляет  $E^* = 1353$  Вт/м<sup>2</sup> (солнечная константа).

В процессе прохождения солнечного излучения через атмосферу имеют место различные виды взаимодействия: отражение, рассеяние (изменение направления распространения в зависимости от длины волны), поглощение (переход энергии солнечного излучения в тепло (возбуждение молекул) с последующим излучением света большей длины волны). В результате коротковолновое излучение вблизи поверхности Земли (рис. 7.1, кривая 2) значительно изменяется.

Соотношение фактической длины пути солнечного луча в атмосфере к длине пути солнечного луча, когда Солнце находится в зените, принято называть оптической (атмосферной) массой:

$$AM = \frac{p}{p_0 \cos \theta_z},$$

где  $p$  – атмосферное давление, Па;  $p_0$  – нормальное атмосферное давление,  $1,013 \cdot 10^5$  Па;  $\theta_z$  – угол между потоком излучения и вертикалью.

Данный параметр отражает влияние атмосферы на интенсивность излучения, доходящего до земной поверхности. Плотность прямого солнечного излучения можно определить по формуле

$$E^{пр} = E^* P^{AM},$$

где  $P$  – коэффициент проходимости атмосферы (0,60–0,85).

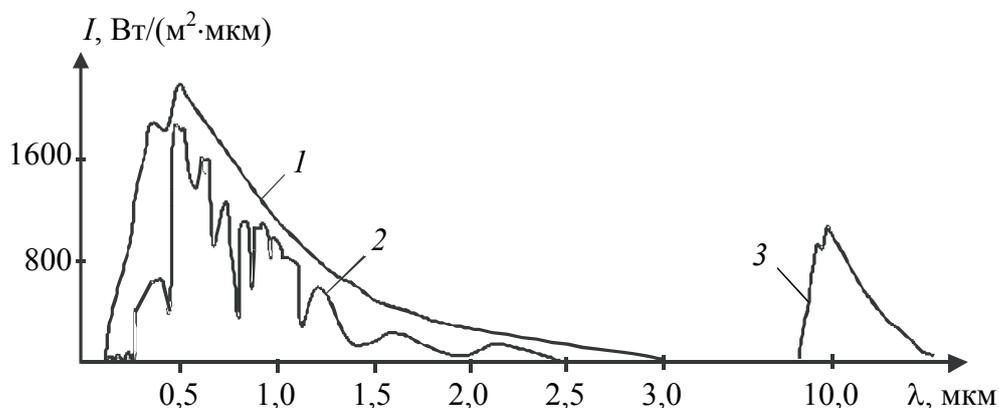


Рис. 7.1. Спектр излучений:

1 – солнечное излучение до атмосферы Земли; 2 – солнечное излучение после атмосферы Земли; 3 – собственное излучение атмосферы Земли

При прохождении через атмосферу солнечный свет ослабляется из-за поглощения инфракрасного излучения парами воды, аэрозолями и оксидом углерода, а также поглощения ультрафиолетового излучения молекулами кислорода, озона и их ионами. Поглощение в атмосфере приводит к повышению температуры, при этом происходит переизлучение электромагнитного потока атмосферой в длинноволновой области от 5 до 25 мкм (рис. 7.1, кривая 3).

Следовательно, общее излучение, падающее на Землю, можно разделить на три составляющие – коротковолновое прямое, коротковолновое рассеянное и длинноволновое:

$$E = E_{кв}^{пр} + E_{кв}^{рас} + E_{дв}.$$

Облученность солнечным излучением приемника за время  $dt$  представляет собой интегральную сумму всех компонент излучения:

$$H = \int (E_{\text{КВ}}^{\text{пр}} \cos \theta + E_{\text{КВ}}^{\text{расс}} + E_{\text{дв}}) dt,$$

где  $\theta$  – угол между потоком излучения и нормалью к поверхности приемника.

Косинус данного угла определяется по формуле

$$\cos \theta = (A - B) \sin \delta + [C \sin \omega + (D + E) \cos \omega] \cos \delta,$$

где  $A = \sin \varphi \cos \beta$ ,  $B = \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma$ ,  $C = \sin \beta \sin \gamma$ ,  $D = \cos \varphi \cos \beta$ ,  $E = \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma$ ;  $\beta$  – угол наклона между приемной площадкой к горизонтальной плоскости (рис. 7.2.);  $\gamma$  – азимут, угол между проекцией на горизонтальную плоскость нормали к поверхности приемника и меридианом ( $\gamma = 0$ , если поверхность направлена строго на юг),  $\delta = \delta_0 \sin \left[ 360^\circ \frac{284 + n}{365} \right]$  – склонение, угол между направлением к Солнцу и экваториальной плоскостью,  $\delta_0 = 23,5^\circ$ ;  $n$  – номер дня года ( $\delta = 23,5^\circ$  – 22 июня,  $\delta = -23,5^\circ$  – 22 декабря);  $\omega = 15(t_{\text{сол}} - 12)$  – часовой угол, угол поворота Земли с момента солнечного полдня;  $t_{\text{сол}}$  – солнечное время, ч;  $\varphi$  – широта, на которой находится солнечный приемник.

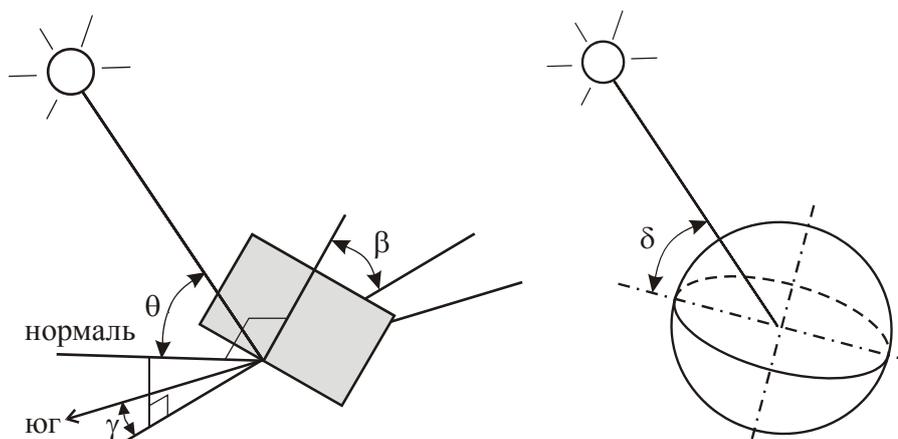


Рис. 7.2. Схема расположения приемника солнечного излучения относительно Солнца и Земли

Если расположить приемник строго на юг ( $\gamma = 0$ ) с наклоном, равным широте ( $\beta = \varphi$ ), то формула определения угла направления солнечного излучения значительно упрощается:

$$\cos \theta = \cos \omega \cos \delta.$$

Для горизонтальной приемной площадки ( $\beta = 0$ )

$$\cos \theta_z = \cos \omega \cos \varphi \cos \delta + \sin \varphi \sin \delta.$$

Солнечное излучение характеризуется числом часов солнечного сияния, которое зависит от погодных условий и продолжительности дня между восходом и закатом. Продолжительность солнечного дня  $T$ , ч, можно приблизительно определить по формуле:

$$T = \frac{2}{15} \arccos(-\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \delta).$$

Так как длинноволновое излучение  $E_{\text{дв}}$  стекло практически не пропускает, то при расчете гелиоколлекторов его не учитывают. Тогда облученность солнечным излучением гелиоколлектора в течение дня можно определить по приближенной формуле:

$$H = \left( E^* P^{1/\cos \theta_z^{\max}} K_{\text{пр}} + E_{\text{max}}^{\text{рас}} \cos^2 \beta / 2 \right) \frac{2T}{\pi},$$

где  $\theta_z^{\max}$  – угол между потоком излучения и нормалью к поверхности приемника, при котором получена максимальная плотность прямой солнечной радиации, падающей на гелиоколлектор;  $K_{\text{пр}}$  – коэффициент положения солнечного коллектора;  $E_{\text{max}}^{\text{рас}}$  – максимальная плотность рассеянной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность, Вт/м<sup>2</sup>.



### Задачи для практических занятий

#### Задача 7.1

Вычислить угол падения потока солнечного излучения в 10 ч утра по солнечному времени  $N$ -го января на поверхность, расположенную в Минске ( $54^\circ$  северной широты,  $27^\circ$  западной долготы), если она ориентирована на  $(20 + 2 \cdot N)^\circ$  восточнее направления строго на юг и наклонена на  $(20 + 2 \cdot N)^\circ$  к горизонтальной плоскости.

#### Задача 7.2

Определить для условия задачи 7.1 продолжительность солнечного дня и плотность потока прямого солнечного излучения, если давление атмосферы соответствует норме, коэффициент пропускания атмосферы 0,7.

## 8. ТЕПЛОВЫЙ СПОСОБ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

---

Преобразование солнечной энергии в тепловую обеспечивается *системами солнечного отопления*. Их характерным отличием от других систем отопления является применение специального элемента – гелиоприемника, предназначенного для улавливания солнечной радиации и преобразования ее в тепловую энергию. По способу использования солнечного излучения системы отопления подразделяют на пассивные и активные.

**Пассивными** называются системы солнечного отопления, в которых элементом, воспринимающим солнечное излучение, является само здание или его отдельные ограждения (здание-коллектор, стена-коллектор, кровля-коллектор и т. п. (рис. 8.1)).

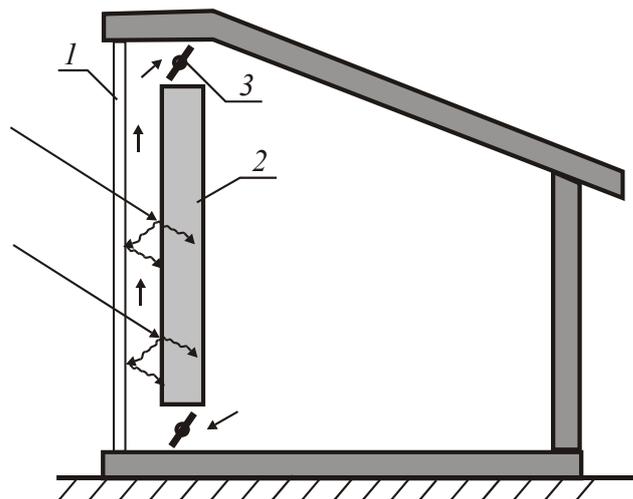


Рис. 8.1. Пассивная низкотемпературная система солнечного отопления «стена-коллектор»:

1 – лучепрозрачный экран; 2 – черная лучевоспринимающая стена (аккумулятор); 3 – воздушная заслонка

Количество теплоты, аккумулированное в лучевоспринимающем элементе:

$$Q_{\text{ак}} = mc_p(t_2 - t_1),$$

где  $m$ ,  $c_p$ ,  $t_2$ ,  $t_1$  – соответственно масса, изобарная теплоемкость, начальная и конечная температура лучевоспринимающего элемента.

**Активными** называются системы солнечного отопления, в которых гелиоприемник (гелиоколлектор) является самостоятельным отдельным устройством, заполненным теплоносителем.

Гелиоколлектора делятся на плоские и фокусирующие. Наиболее распространенными являются плоские приемники, позволяющие собирать как прямое, так и рассеянное излучение. Плоские гелиоколлектора делятся на простые, содержащие весь объем жидкости, которую необходимо нагреть, и проточные, нагревающие за определенное время только небольшое количество жидкости, которая затем, как правило, накапливается в отдельном резервуаре.

Проточный гелиоколлектор представляет собой систему, в которой вода протекает по параллельным трубкам, закрепленным на поглощающей панели (рис. 8.2).

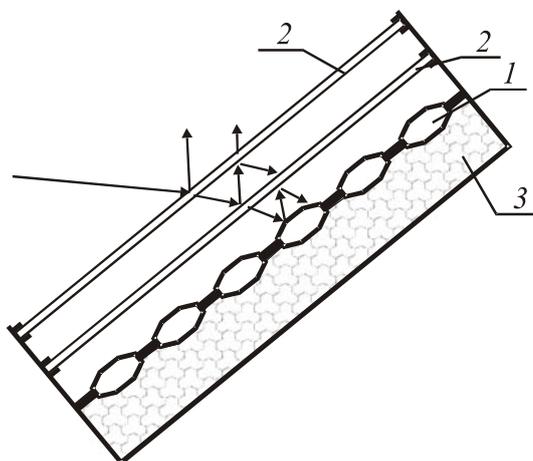


Рис. 8.2. Плоский солнечный коллектор:  
1 – остекление; 3 – тепловоспринимающая поверхность; 4 – теплоизоляция

Основными элементами плоского проточного солнечного коллектора являются: корпус, где расположена поглощающая панель 1 с каналами для теплоносителя; прозрачная теплоизоляция 2, снижающая потери в окружающую среду через верхнюю поверхность коллектора; непрозрачная тепловая изоляция 3, снижающая потери в окружающую среду через днище коллектора и его боковые грани.

Суммарный тепловой поток  $Q$ , поступающий к теплоносителю в гелиоколлекторе, определяется балансом

$$Q = Q_{\text{погл}} - Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_{\text{погл}}$ ,  $Q_{\text{пот}}$  – поглощенный поток и тепловые потери приемника соответственно.

Поток солнечного излучения, поглощаемой панелью приемника, составляет прямой поток и поток, отраженный и возвращенный лучепрозрачной панелью (рис. 8.3, а):

$$Q_{\text{погл}} = \eta_0 S_{\text{п}} E,$$

$$\eta_0 = \tau_{\text{ст}} (1 - \rho_{\text{п}}) (1 + (1 - \tau_{\text{ст}}) \rho_{\text{п}}),$$

где  $\eta_0$  – оптический КПД, учитывающий потери гелиоколлектора на отражение солнечного излучения и его поглощение прозрачным покрытием;  $S_{\text{п}}$  – площадь освещенной поверхности;  $E$  – плотность солнечного потока;  $\tau_{\text{ст}}$  – коэффициент пропускания лучепрозрачной панели;  $\rho_{\text{п}}$  – коэффициент отражения теплопоглощающей панели.

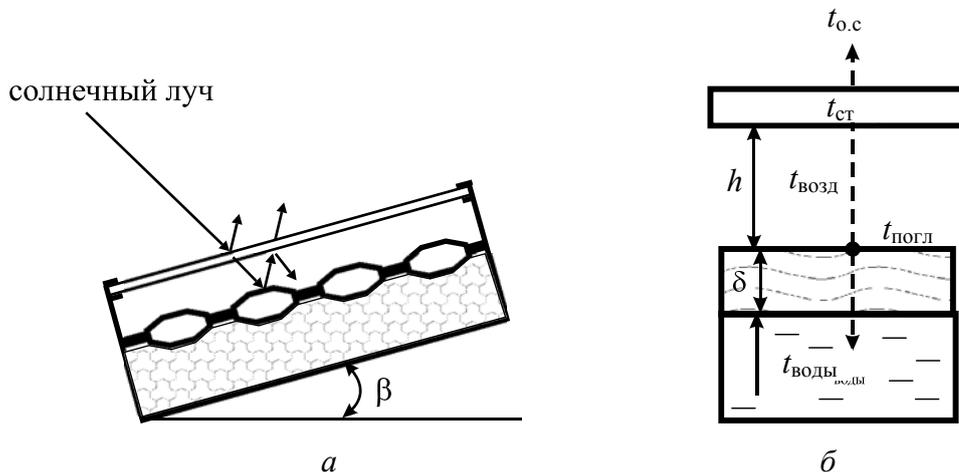


Рис. 8.3. Распределение солнечных лучей (а) и теплового потока (б) в плоском гелиоколлекторе

В процессе поглощения температура поглощающей поверхности  $t_{\text{п}}$  повышается (рис. 8.3, б). Превышение температуры поглощающей панели над температурой окружающей среды  $t_{\text{о.с}}$  приводит к потере тепла от приемника:

$$Q_{\text{пот}} = k_{\text{пот}} (t_{\text{п}} - t_{\text{о.с}}) S_{\text{п}};$$

$$k_{\text{пот}} = \left( 1 / \alpha_{\text{возд}} + \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + 1 / \alpha_{\text{о.с}} \right)^{-1};$$

$$\alpha_{\text{возд}} = (0,145 - 0,001\beta) \text{Gr}^{0,281 + 0,0005\beta},$$

где  $k_{\text{пот}} = 1 / R$  – коэффициент тепловых потерь;  $R$  – термическое сопротивление поверхности приемника;  $\alpha_{\text{л}}$ ,  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициенты теплоотдачи от теплоприемника окружающей среде излучением и конвекцией;  $\alpha_{\text{возд}}$  – коэффициент теплоотдачи от поглощающей поверхности к лучепрозрачной;  $\delta_{\text{ст}}$ ,  $\lambda_{\text{ст}}$  – толщина и теплопроводность лучепрозрачной поверхности;  $\text{Gr} = \frac{1 / (273 + t_{\text{возд}}) g \Delta t h^3}{\nu_{\text{возд}}^2}$  – число

Грасгофа;  $\beta$  – угол наклона гелиоприемника к горизонту, град.

После постановки зависимостей теплофизических свойств воздуха от температуры формула для определения коэффициента теплоотдачи от поглощающей к лучепрозрачной поверхности упрощается:

$$\alpha_{\text{возд}} = (0,145 - 0,001\beta)(6,58 - 0,00925t_{\text{возд}}) \Delta t^{0,281+0,0005\beta} h^{0,0015\beta-0,157},$$

где  $\Delta t$  – перепад температур между поглощающей и лучепрозрачной поверхностями, °C;  $t_{\text{возд}}$ ,  $h$  – средняя температура воздуха и расстояние между поглощающей и лучепрозрачной поверхностями.

Коэффициент теплоотдачи для вынужденной конвекции от лучепрозрачной поверхности к окружающей среде

$$\alpha_{\text{о.с}} = 11,6 + 7\sqrt{\nu},$$

где  $\nu$  – скорость наружного воздуха, обдувающего гелиоколлектор.

Коэффициент теплоотдачи для свободной конвекции от лучепрозрачной поверхности к окружающей среде

$$\alpha_{\text{о.с}} = (2,26 - 0,0067\beta)(t_{\text{ст}} - t_{\text{возд}})^{0,33}.$$

Полезный тепловой поток, поступающий к теплоносителю, определяется через уравнение теплопередачи

$$Q = k(t_{\text{п}} - t_{\text{ж}})S'_{\text{п}},$$

где  $k = (\delta_{\text{п}} / \lambda_{\text{п}} + 1 / \alpha_{\text{п}})^{-1}$  – коэффициент теплопередачи от внешней поверхности поглощающей панели к энергоносителю;  $\delta_{\text{п}}$ ,  $\lambda_{\text{п}}$ ,  $\alpha_{\text{п}}$  – толщина, коэффициент теплопроводности и коэффициент теплоотдачи от поглощающей панели к теплоносителю;  $t_{\text{ж}} = (t_{\text{ж1}} + t_{\text{ж2}}) / 2$  – средняя температура теплоносителя;  $t_{\text{ж1}}$ ,  $t_{\text{ж2}}$  – температура втекающей в приемник и вытекающей из него жидкости;  $S'_{\text{п}}$  – площадь внутренней поверхности поглощающей панели.

Коэффициент теплоотдачи от поглощающей панели к теплоносителю для ламинарного режима

$$\alpha_{\Pi} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{экв}}} 0,15 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,33} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\Pi}} \right)^{0,25},$$

где  $\lambda_{\text{ж}}$ ,  $\nu_{\text{ж}}$ ,  $\nu_{\text{ж}}$  – соответственно теплопроводность, кинематическая вязкость и скорость теплоносителя в канале;  $d_{\text{экв}}$  – эквивалентный диаметр канала;  $\text{Re}_{\text{ж}} = d_{\text{экв}} \nu_{\text{ж}} / \nu_{\text{ж}}$  – число Рейнольдса для теплоносителя.

Полезный тепловой поток можно определить через тепло, поглощенное теплоносителем. При нагревании статической массы жидкости

$$Q = mc_{\text{ж}} \frac{dt_{\text{в}}}{dt},$$

при нагревании протекающей жидкости

$$Q = Gc_{\text{ж}} (t_{\text{ж}2} - t_{\text{ж}1}),$$

где  $G$  – расход протекающей жидкости;  $c_{\text{ж}}$  – теплоемкость теплоносителя.

Максимальная температура  $t_{\text{max}}$  теплоносителя, достигаемая в гелиоколлекторе, определяется из условия  $Q_{\text{погл}} = Q_{\text{пот}}$ . Тогда

$$\eta_0 S_{\Pi} E = (t_{\text{max}} - t_{\text{o.c}}) k_{\text{пот}}^{\text{max}} S_{\Pi}.$$

Откуда находим максимальную температуру теплоносителя

$$t_{\text{max}} = \eta_0 E / k_{\text{пот}}^{\text{max}} + t_{\text{o.c}}.$$

КПД гелиоколлектора определяется по формуле:

$$\eta = \frac{Q}{S_{\Pi} E} = \eta_0 - k_{\text{пот}} \frac{\Delta t}{E},$$

где  $\Delta t = t_{\Pi} - t_{\text{o.c}}$  – разность температур коллектора и окружающей среды.



## Задачи для практических занятий

### Задача 8.1

Дом с пассивной системой солнечного отопления имеет лучевоспринимающую аккумулирующую стену (рис. 8.1), выполненную из текстолита (плотность  $\rho_{\text{T}} = 1300 \text{ кг/м}^3$ , теплоемкость  $c_{\text{T}} = 1,5 \text{ кДж/кг}$ ). Крыша и стены дома хорошо произолитрованы,

и все потери тепла происходят с вентилируемым воздухом (коэффициент инфильтрации равен  $m = 1$ ). Какого объема должна быть аккумулирующая стенка, чтобы обеспечить температуру в помещении  $22^\circ\text{C}$  объемом  $V_{\text{пом}} = 25 + 0,5 \cdot N \text{ м}^3$  с 10 ч вечера до 6 ч утра. В течение дня лучевоспринимающая стенка нагревается до температуры  $60 - 0,5 \cdot N^\circ\text{C}$ . Температура воздуха на улице  $t_{\text{возд}} = 0^\circ\text{C}$ , теплоемкость воздуха  $c_{\text{в}} = 1,005 \text{ кДж/кг}$ , плотность  $\rho_{\text{в}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

### **Задача 8.2**

Крыша и стены дома хорошо произолированы, и все потери тепла происходят через окно. Какой требуется поток солнечного излучения, чтобы нагреть воздух через окно в помещении на  $10 + 2 \cdot N^\circ\text{C}$  выше наружного. Коэффициент поглощения  $\alpha = 0,9$ , пропускная способность  $\tau = 0,9$ . Сопротивление теплопотерям  $R = 0,07 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ .

### **Задача 8.3**

Приемник расположен на теплоизоляторе с коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 0,064 - 0,002 \cdot N \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , термическое сопротивление поверхности приемника  $R = 0,13 + 0,01 \cdot N \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ . Определить толщину изоляции, чтобы обеспечить термическое сопротивление дна, равное термическому сопротивлению поверхности.

### **Задача 8.4**

Плоский пластинчатый нагреватель имеет размеры  $2 \times 1,8 \text{ м}$ . Сопротивление теплопотерям  $R = 0,08 + 0,01 \cdot N \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ . Коэффициент теплопередачи  $k = 8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ . Температура воздуха  $20^\circ\text{C}$ , температура воды на входе  $t_1 = 25 + N^\circ\text{C}$ . Поток солнечного излучения, падающего на поверхность,  $E = 750 \text{ Вт/м}^2$ . Рассчитать расход воды, при котором температура в приемнике повышалась бы на  $4^\circ\text{C}$  за один проход. Коэффициент поглощения  $\alpha = 0,9$ , пропускная способность  $\tau = 0,9$ .

### **Задача 8.5**

Размер прямоугольной черной резиновой емкости  $1 \times 1 \times 0,1 \text{ м}$ , толщина стенок емкости  $5 \text{ мм}$ . Поток солнечного излучения, падающего на поверхность,  $200 + 10 \cdot N \text{ Вт/м}^2$ , температура воздуха  $20^\circ\text{C}$ , скорость ветра  $2 + 0,1 \cdot N \text{ м/с}$ . Емкость содержит  $100 \text{ л}$  воды.

Коэффициент поглощения  $\alpha = 0,9$ , пропускная способность  $\tau = 1$ . Определить термическое сопротивление емкости, максимальную среднюю температуру воды в ней и время, за которое вода нагреется до этой температуры. Принять температуру приемника равной температуре воды. Коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_{\text{л}} = 3,2 \text{ Вт/м}^2$ .

### **Задача 8.6**

На пивзаводе разлитое в бутылку пиво пастеризируют в потоке горячей воды с температурой  $70^\circ\text{C}$  в течение 10 мин. При этом на каждую бутылку подается 50 л горячей воды. После пастеризации вода остывает до  $40^\circ\text{C}$ . Подсчитать минимально необходимую площадь солнечного приемника, если производительность завода 65 000 бутылок за 8 ч рабочего дня. Коэффициент поглощения  $\alpha = 0,9$ , пропускная способность  $\tau = 0,9$ . Поток солнечного излучения  $\Phi = 30 + 1 \cdot N \text{ МДж/м}^2$  в течение рабочего дня. Термическое сопротивление поверхности приемника  $R = 0,1 + 0,01 \cdot N \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$ , температура поглощающей поверхности  $70^\circ\text{C}$ , температура воздуха  $20^\circ\text{C}$ .

## 9. ЦИРКУЛЯЦИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ГЕЛИОСИСТЕМАХ. КОНЦЕНТРИРУЮЩИЕ ГЕЛИОКОЛЛЕКТОРА

---

Активные гелиосистемы по виду используемого теплоносителя делятся на *жидкостные* (вода, антифриз) и *воздушные*.

Циркуляция теплоносителя может осуществляться естественно (естественной конвекцией) или принудительно (насосом).

При естественной циркуляции нагреватель должен находиться ниже накопителя нагретой воды (рис. 9.1), т. к. циркуляция осуществляется вследствие различия плотностей холодной (плотной) и горячей (менее плотной воды).

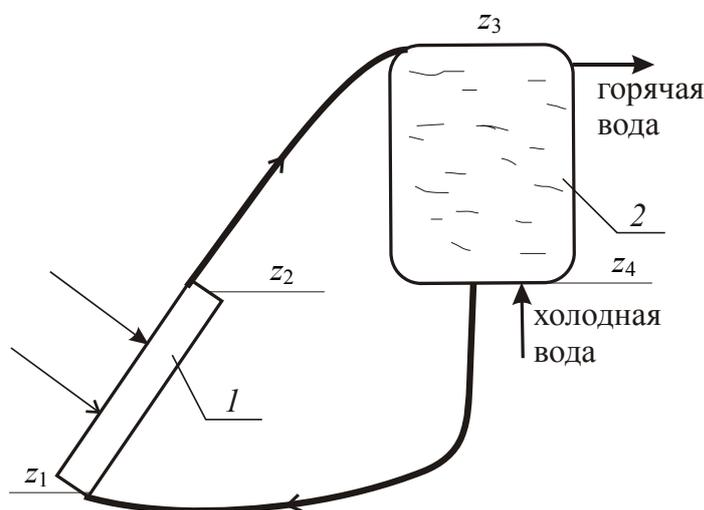


Рис. 9.1. Одноконтурная гелиосистема с естественной циркуляцией:  
 $1$  – гелиоприемник;  $2$  – тепловой аккумулятор

Перепад давления между столбом горячей и охлажденной воды можно определить по формуле

$$\Delta p = g \int \Delta \rho dz ,$$

где  $\Delta \rho$  – изменение плотности при изменении температуры для геометрической высоты  $z$ .

Зависимость изменения плотности  $\Delta \rho$  от изменения температуры  $\Delta t$  имеет следующий вид:

$$\Delta p / \Delta t = -\beta \rho ,$$

где  $\beta$  – коэффициент температурного расширения жидкости, который для воды при температурах от 0 до 100°C практически постоянен и равен  $3,5 \cdot 10^{-4}$  1/К.

Тогда перепад давления можно определить по формуле

$$\Delta p = \rho g \beta \int \Delta t dz .$$

При условии, что температура в трубопроводах постоянна и равна соответственно  $t_{\Gamma}$  и  $t_{\text{В}}$ , имеем

$$\Delta p = \rho g \beta (z_3 - z_1 + z_4 - z_2)(t_{\Gamma} - t_{\text{В}}) / 2 ,$$

где  $z_3, z_4$  – верхняя и нижняя геодезическая точка резервуара соответственно;  $z_2, z_1$  – верхняя и нижняя геодезическая точка приемника соответственно.

Системы с принудительной циркуляцией выгодны, поскольку для их создания можно использовать существующие водонагревательные системы при введении в них приемника солнечного излучения и насоса. Кроме того, в них нет необходимости располагать накопительную емкость выше приемника. Мощность, потребляемая насосом при принудительной циркуляции, можно определить по формуле:

$$N = G \Delta p / \rho ,$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя;  $\Delta p$  – потеря давления в контуре на трение при прокачке теплоносителя;  $\rho$  – средняя плотность теплоносителя.

Для того чтобы теплоноситель в гелиоколлекторе успевал нагреваться до необходимой температуры (примерно на 4°C), скорость прокачки обеспечивают небольшую (режим ламинарный). Тогда потеря давления в системе определяется по формуле Пуазеля:

$$\Delta p = \frac{128 G \nu l}{d^4 \pi} ,$$

где  $l$  и  $d$  – соответственно длина и диаметр канала;  $\nu$  – кинематическая вязкость.

Многие возможные приложения требуют более высоких температур, чем те, которые можно получить даже с помощью лучших плоских нагревателей. Для решения этих задач используются концентрирующие коллектора.

Концентрирующий гелиоколлектор включает в себя концентратор, который представляет собой оптическую систему, соби-

рающую солнечное излучение с большой поверхности и направляющую его на приемник, поглощающий излучение.

Чаще всего концентратор представляет собой параболические вогнутые (параболоцилиндры) (рис 9.2, *а*) или параболические объемные (параболоид вращения) (рис. 9.2, *б*) зеркала, выполненные из полированного металла, в фокус которых помещают приемник излучения (солнечный котел). В качестве концентраторов солнечной энергии могут также использоваться оптические линзы, которые концентрируют проходящее через них излучение (рис. 9.2, *в*).

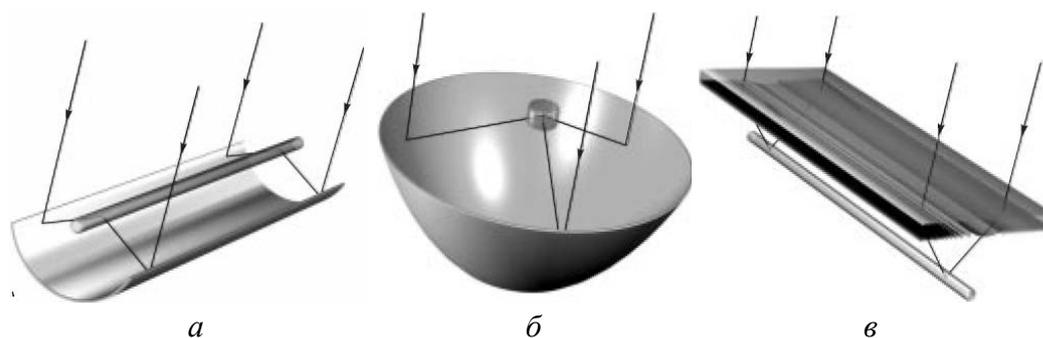


Рис. 9.2. Концентрирующие гелиоприемники

В отличие от плоских нагревателей, концентраторы в основном поглощают прямое солнечное излучение. Для обеспечения высокой эффективности процесса улавливания и преобразования солнечной радиации концентрирующий гелиоприемник снабжают системой слежения за Солнцем.

Суммарный тепловой поток  $Q$ , поступающий к теплоносителю в гелиоприемнике, определяется балансом

$$Q = Q_{\text{погл}} - Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_{\text{погл}}$ ,  $Q_{\text{пот}}$  – поглощенный поток и тепловые потери приемника соответственно.

Для параболического концентратора энергия поглощения приемной трубкой

$$Q_{\text{погл}} = \rho\alpha SE,$$

где  $\rho$  – коэффициент отражения концентратора;  $\alpha$  – коэффициент поглощения приемника;  $S = lD$  – площадь проекции концентратора;  $E$  – средняя плотность излучения (рис. 9.3).

При этом основные потери приемника являются радиационные, а излучаемое тепло можно определить по формуле

$$Q_{\text{пот}} = \varepsilon(\sigma T^4) \frac{D}{D'} r l,$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент излучения поверхности трубки;  $\sigma$  – постоянная Стефана – Больцмана;  $T$  – температура приемника;  $r$  – радиус трубки.

Радиус трубки выбирают таким, чтоб обеспечить минимальную площадь теплового излучения, но достаточную площадь поглощения солнечного излучения:

$$r = \theta_s D' \approx 0,0046 D',$$

где  $\theta_s$  – угол схождения солнечных лучей.

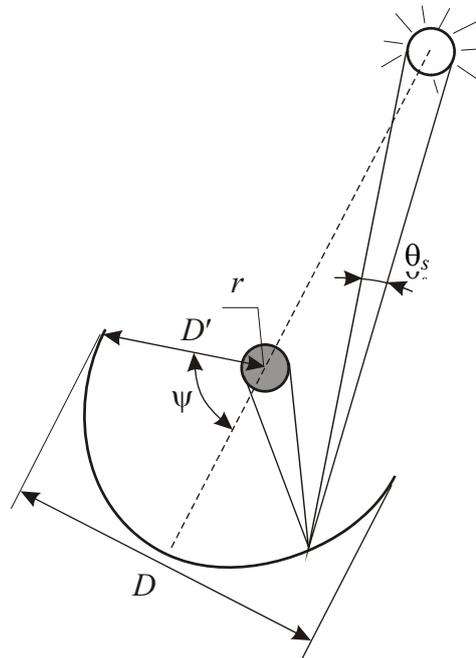


Рис. 9.3. Параболический концентратор

Используя эти уравнения, получим выражение для определения максимальной температуры приемника при  $Q_{\text{погл}} = Q_{\text{пот}}$ :

$$T = \left( \frac{\alpha \rho E D'}{r \varepsilon \sigma} \right)^{1/4} \approx \left( \frac{\alpha \rho E}{0,0046 \varepsilon \sigma} \right)^{1/4}.$$

Для сферического концентратора (параболлоида вращения)

$$T = \left( \frac{\alpha \rho E D'^2 \sin^2 \psi}{4 r^2 \varepsilon \sigma} \right)^{1/4} \approx \left( \frac{\alpha \rho E \sin^2 \psi}{8,46 \cdot 10^{-3} \varepsilon \sigma} \right)^{1/4}.$$

Альтернативным вариантом концентрирующим гелиоколлекторам являются солнечные башни, когда множество следящих за Солнцем плоских зеркал (гелиостатов) отражают лучи на находящийся в центре приемник в виде башни (рис. 9.4).

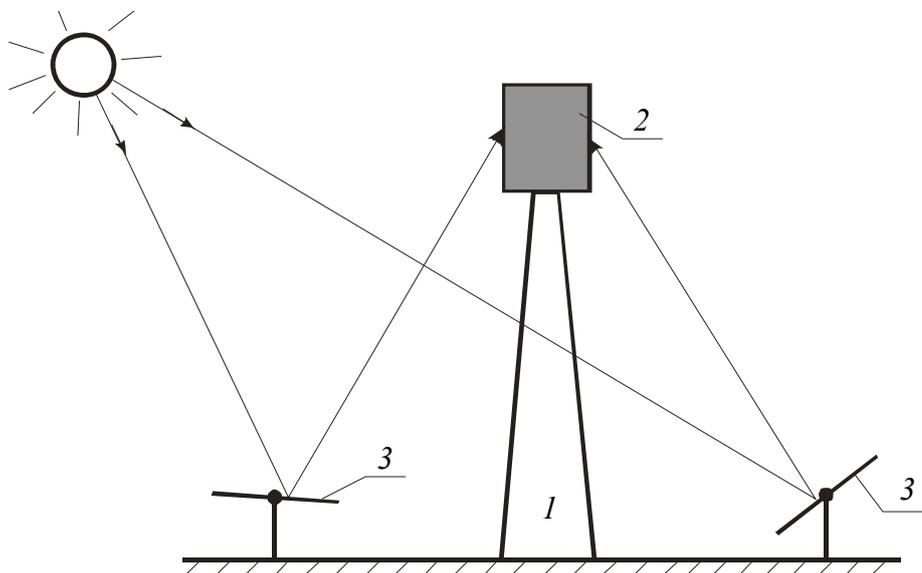


Рис. 9.4. Основные сооружения башенной солнечной электростанции:  
 1 – башня; 2 – котел-теплоприемник  
 солнечного излучения; 3 – гелиостаты

Получаемая мощность солнечной башней может быть найдена по формуле

$$N = E S \rho \alpha,$$

где  $E$  – плотность солнечного излучения, падающего на гелиостат  $\text{кВт/м}^2$ ;  $S$  – площадь гелиостатов,  $\text{м}^2$ ;  $\rho$  – отражательная способность гелиостатов;  $\alpha$  – коэффициент поглощения солнечного излучения теплоприемником.

Преимуществом систем с концентрирующими гелиоколлекторами является способность получения теплоносителя с относительно высокой температурой (до  $100^\circ\text{C}$ ) и даже пара. К недостаткам следует отнести работу только в светлое время суток с прямым излучением, а следовательно, потребность в аккумуляторах большого объема; необходимость постоянной очистки отражающих поверхностей от пыли; высокую стоимость конструкции, обусловленную наличием привода системы слежения за ходом Солнца.



## Задачи для практических занятий

### Задача 9.1

В гелиосистеме вода поступает в гелиоколлектор при температуре  $t_1 = 40^\circ\text{C}$ , нагревается на  $3 + 0,2 \cdot N^\circ\text{C}$  и без потерь тепла перемещается вверх в отопительную систему (рис. 9.1). Гелиоколлектор состоит из десяти параллельных трубок диаметром  $9 + 0,2 \cdot N$  мм и длиной 2 м. Коэффициент температурного расширения воды  $\beta = 3,5 \cdot 10^{-4}^\circ\text{C}$ , коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 0,7 \cdot 10^{-6}^\circ\text{C}$ . Определить количество теплоты, которое передается потребителю. Считать, что потери давления существуют только в гелиоколлекторе.

### Задача 9.2

В параболическом вогнутом концентраторе (параболоцилиндре) нагревается масло с начальной температурой  $40^\circ\text{C}$ . Диаметр трубки теплоприемника 25 мм, длина –  $7 - 0,1 \cdot N$  м. Средняя плотность солнечного излучения  $600 \text{ Вт/м}^2$ . Коэффициенты поглощения и излучения (степень черноты) принять равными единице, коэффициент отражения гелиостата – 0,8. Параметры гелиостата  $D' = 5,5$  м,  $D = 10$  м. Постоянная Стефана – Больцмана  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ . Определить, какой нужно подать расход в гелиоприемник, чтобы получить на выходе температуру масла  $200 + 5 \cdot N^\circ\text{C}$ . Теплоемкость масла  $5500 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{C)}$ , температуру теплоприемника принять на  $25^\circ\text{C}$  выше средней температуры теплоносителя.

### Задача 9.3

На солнечной электростанции башенного типа установлено  $n = 250 + 10 \cdot N$  гелиостатов, каждый из которых имеет поверхность  $S_r = 25 \text{ м}^2$ . Гелиостаты отражают солнечные лучи на приемник, на поверхности которого зарегистрирована максимальная энергетическая освещенность  $H_{\text{пр}} = 0,25 \text{ МВт/м}^2$ . Коэффициент отражения гелиостата  $\rho_r = 0,8$ ; коэффициент поглощения приемника (башни)  $\alpha_{\text{пр}} = 0,95$ . Максимальная облученность зеркала гелиостата  $H_r = 600 \text{ Вт/м}^2$ .

Определить площадь поверхности приемника  $S_{\text{пр}}$  и расход теплоносителя, вызванные излучением и конвекцией, если рабочая температура теплоносителя составляет  $t = 600 + 10 \cdot N^\circ\text{C}$ . Начальная температура теплоносителя  $25^\circ\text{C}$ . Степень черноты приемника  $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,95$ . Конвективные потери вдвое меньше потерь от излучения.

## 10. ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ГЕНЕРАЦИЯ

Фотоэлектрическая генерация – это процесс прямого преобразования солнечного излучения в электрическую энергию. Этот процесс становится возможным при использовании фотоэффекта – явления, происходящего в веществах при освещении их светом (т. е. воздействием электромагнитным излучением).

В современных элементах фотоэлектрическая генерация основана на существовании вентильного фотоэффекта, который возникает при использовании полупроводников.

Типичная структура солнечного элемента с  $p$ - $n$ -переходом на основе монокристаллического кремния изображена на рис. 10.1. Она включает: слой полупроводника (толщиной 0,2–1,0 мкм) с  $n$ -проводимостью 1, слой полупроводника (толщиной 250–400 мкм) с  $p$ -проводимостью 2, добавочный потенциальный барьер (толщиной 0,2 мкм) 3, металлический контакт 4, лицевой металлический контакт 5. Характерный размер солнечного элемента 10 см.

Равновесие между  $p$ - и  $n$ -областями является подвижным. Некоторому количеству основных носителей удается преодолеть потенциальный барьер, вследствие чего через переход течет небольшой ток  $I_{\text{осн}}$ . Этот ток компенсируется обусловленным неосновными носителями встречным током  $I_{\text{неосн}}$ . Неосновных носителей очень мало, но они легко проникают через границу областей, «скатываясь» с потенциального барьера. Величина  $I_{\text{неосн}}$  определяется числом рождающихся каждую секунду неосновных носителей и от высоты потенциального барьера почти не зависит (для качественных солнечных элементов  $I_{\text{неосн}} \sim 10^8 \text{ А/м}^2$ ).

Величина  $I_{\text{осн}}$ , напротив, сильно зависит от высоты барьера. Равновесие устанавливается как раз при такой высоте потенциального барьера, при которой оба тока  $I_{\text{осн}}$  и  $I_{\text{неосн}}$  компенсируют друг друга.

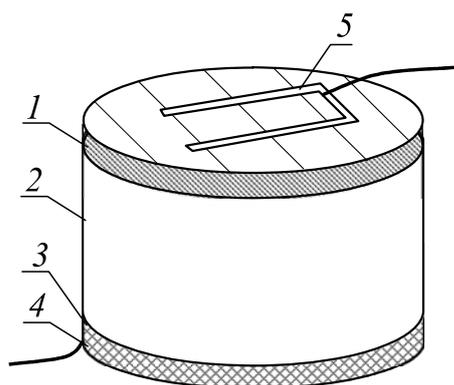


Рис. 10.1. Конструкция солнечного элемента

В присутствии света при поглощении фотонов с энергиями, больше энергии запрещенной зоны  $h\nu \geq E_g$ , возможны переходы электронов из валетного состояния в несвязанное состояние, где  $h = 6,63 \cdot 10^{-34}$  Дж·с – постоянная Планка;  $\nu = c/\lambda$  – частота излучения;  $c = 3 \cdot 10^8$  м/с – скорость света.

Поток генерируемых светом носителей образует фототок  $I_\phi$ . При этом на концах  $p$ - $n$ -перехода возникает напряжение смещения  $U_n$ , которое вызывает «темновой ток», обусловленный наличием неосновных носителей:

$$I_{т.т} = I_{неосн} \left[ \exp(eU_n / (kT)) - 1 \right],$$

где  $e = 1,6 \cdot 10^{-19}$  Кл – заряд электрона;  $k = 1,38 \cdot 10^{-23}$  Дж/К – постоянная Больцмана;  $T$  – абсолютная температура.

«Темновой» ток сопровождается рекомбинацией неосновных носителей тока (в данном случае – электронов в  $p$ -области). Тогда ток нагрузки равен результирующему току через  $p$ - $n$ -переход, а вольт-амперная характеристика освещенного солнечного элемента описывается следующим выражением:

$$I_n = I_\phi - I_{неосн} \left[ \exp(eU_n / (kT)) - 1 \right].$$

Вольт-амперная характеристика солнечного элемента изображена на рис. 10.2, на этом же рисунке для различных омических сопротивлений ( $R_{н1} < R_{н2}$ ) изображены вольт-амперные характеристики нагрузки  $I_n = U_n / R_n$ .

При известных параметрах вольт-амперной характеристики солнечного элемента и заданном значении сопротивления нагрузки  $R_n$  рабочие параметры  $I_n$  и  $U_n$  находятся методом последовательных приближений при совместном решении уравнений вольт-амперных характеристик солнечного элемента и потребителя либо графически, как это сделано на рис. 10.2.

Как показано на графике, при изменении нагрузки изменяются рабочие параметры ( $I_n$ ,  $U_n$ )

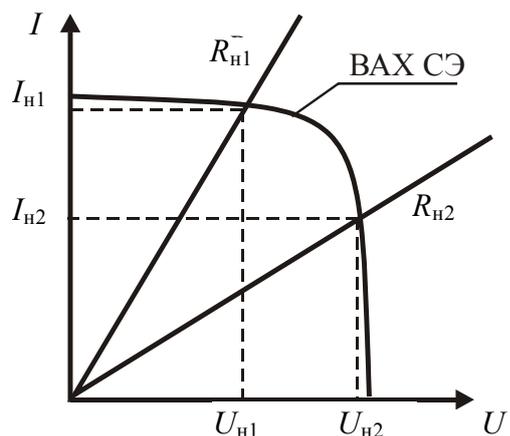


Рис. 10.2. Вольт-амперная характеристика солнечного элемента

солнечного элемента. Если  $R_n$  мало, пересечение графиков происходит на горизонтальном участке вольт-амперной характеристики солнечного элемента, т. е. на участке, где «темновым» током через  $p$ - $n$ -переход можно пренебречь по сравнению с фототоком. По мере увеличения  $R_n$  ток  $I_n$  уменьшается, т. к. с увеличением прямого смещения  $p$ - $n$ -переход как бы шунтирует нагрузку.



### Задачи для практических занятий

#### Задача 10.1

Плотность потока излучения, падающего на землю, составляет  $E = 200 + 20 \cdot N$  Вт/м<sup>2</sup>. Какую площадь должна иметь солнечная батарея с КПД 20% и мощностью 100 Вт?

#### Задача 10.2

Какова плотность излучения, если ЭДС солнечных элементов  $e = 0,2 + 0,02 \cdot N$  В, площадь элемента  $S = 5 + N$  см<sup>2</sup>, плотность тока в элементе  $i = 0,03$  А/см<sup>2</sup>, КПД солнечных элементов 20%?

#### Задача 10.3

Солнечная батарея состоит из фотоэлементов размером 10×5 см, ЭДС  $e = 0,2 + 0,02 \cdot N$  В, плотность тока  $i = 0,02 + 0,001 \cdot N$  А/см<sup>2</sup>, ЭДС батареи составляет  $e_6 = 12$  В и сила тока  $I_6 = 5$  А. Определить количество фотоэлементов в батарее.

#### Задача 10.4

Домашняя осветительная система питается от аккумуляторной батареи напряжением 8 В, заряженной до 30 А·ч. Освещение в помещении включается каждый вечер на  $t = 4 + 0,1 \cdot N$  ч, при этом потребляет ток  $I = 6 - 0,1 \cdot N$  А. Какой площадью должна быть солнечная батарея, состоящая из кремниевых солнечных элементов ( $E_{Si} = 0,5$  В), чтобы заряжать аккумуляторную батарею? КПД аккумуляторной батареи 80%. КПД солнечных элементов 15%. Поток солнечного излучения  $\Phi = 15 + N$  МДж/м<sup>2</sup> в течение дня.

### Задача 10.5

Солнечная батарея состоит из 40 фотоэлементов размером  $10 \times 5$  см. Плотность потока излучения, падающего на землю, составляет  $E = 60 - 0,2 \cdot N$  Вт/м<sup>2</sup>. Энергетический барьер  $p$ - $n$ -перехода  $E_g = 1,43$  эВ ( $1 \text{ эВ} = 1,6 \cdot 10^{-19}$  Дж). Температура фотоэлементов  $40^\circ\text{C}$ . Значение тока неосновных носителей  $I_{\text{неосн}} = 10^{-7}$  А/м<sup>2</sup>, значение фототока  $I_{\text{ф}} = 16 - 0,2 \cdot N$  А/м<sup>2</sup>. Заряд электрона  $e = 1,6 \cdot 10^{-19}$  Кл. Постоянная Больцмана  $k = 1,38 \cdot 10^{-23}$  Дж/К. Определить мощность и КПД солнечной батареи при напряжении нагрузки  $U_{\text{н}} = 0,9 U_{\text{х.х}}$ .

## 11. МАЛЫЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ. ГИДРОТУРБОАГРЕГАТЫ

---

Турбиной называется устройство, служащее для преобразования энергии падающей жидкости в механическую энергию. Они бывают двух типов:

– активные, рабочее колесо которых вращается в воздухе под воздействием натекающего на лопасти колеса потока воды, т. е. турбина преобразует только кинетическую энергию потока;

– реактивные, рабочее колесо которых полностью погружено в воду и вращается в основном за счет разности давления до и после колеса, т. е. турбина преобразует кинетическую и потенциальную энергию потока.

Основными параметрами, характеризующими работу турбин в установившемся режиме, являются: расход, напор, потребляемая и полезная мощность, коэффициент полезного действия.

**Расход турбины** – это количество жидкости, проходящее через турбину в единицу времени. Различают расход объемный –  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, массовый –  $Q_m$ , кг/с, весовой –  $Q_g$ , Н/с.

**Напор турбины** – это разность полных удельных энергий потока жидкости на входном и выходном сечении турбины. Если энергия отнесена к единице силы тяжести (Дж/Н = м), то это напор  $H$ , если к единице объема (Дж/м<sup>3</sup> = Па), то это давление  $p$ . Следовательно, напором турбины называется удельная (приходящаяся на единицу веса) энергия жидкости, отданная турбине:

$$H = \left( z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left( z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right),$$

где  $z$  – геометрическая высота;  $p$  – давление;  $v$  – скорость потока, индекс «1» относится к напорному патрубку, а индекс «2» к отсасывающему патрубку.

Для реактивной турбины (пренебрегая разностью скоростных напоров  $v_1 \approx v_2$ ) напор можно определить по формуле

$$H = H_{\text{расп}} - h_{\text{пот}},$$

где  $H_{\text{расп}}$  – перепад уровней жидкости верхнего и нижнего канала (верхнего и нижнего бьефа);  $h_{\text{пот}}$  – потери напора в водоводах (рис. 11.1).

Для активной турбины напор можно определить по формуле

$$H = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}.$$

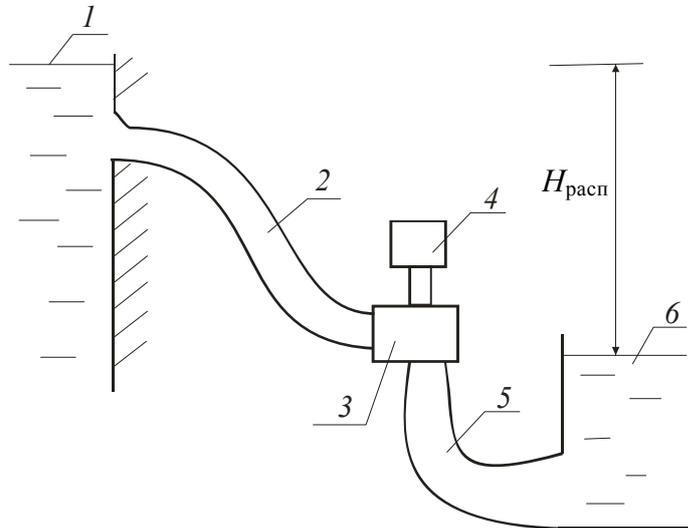


Рис. 11.1. Принципиальная схема ГЭС:  
 1 – верхнее водохранилище; 2 – напорный водовод;  
 3 – гидротурбина; 4 – электрогенератор;  
 5 – отсасывающая труба; 6 – нижнее водохранилище

**Потребляемая мощность** – это мощность жидкости, протекающей через турбину.

$$N = \rho g Q H.$$

**Полезная мощность** – это мощность, передаваемая на вал генератора.

$$N_{\text{п}} = M_{\text{кр}} \omega = M_{\text{кр}} 2\pi n,$$

где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент;  $\omega$  – угловая скорость вращения;  $n$  – частота вращения.

Потребляемая мощность больше полезной мощности на величину потерь, которые возникают в турбине, и может быть определена через общий (полный) КПД  $N = N_{\text{п}} / \eta$ .

Потери мощности характеризуются объемным, гидравлическим и механическим КПД. Таким образом, общий КПД турбины  $\eta$  равен произведению объемного, гидравлического и механического КПД  $\eta = \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}$ .

К активным турбинам относится ковшовая (турбина Пельтона). Принцип работы ковшовой турбины основан на том, что струя воды, обладающая значительной кинетической энергией, поступает из водовода и воздействует последовательно на ковши рабочего колеса турбины (рис. 11.2). Ковш турбины имеет выступ в виде ножа, который разделяет струю и обеспечивает ее разворот на  $180^\circ$ . При этом создается давление на ковш, приводящее к вращению рабочего колеса.

Скорость струи до воздействия с ковшем обусловлена напором воды  $H$  и определяется по формуле

$$v = \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

где  $H_{\text{расп}}$  – располагаемый напор, высота от свободной поверхности жидкости до оси погружения сопла (рис. 11.2).

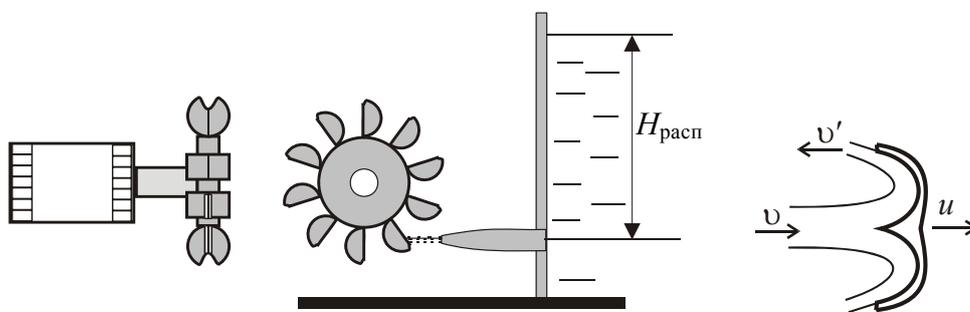


Рис. 11.2. Горизонтальный моноблочный агрегат с односопловой ковшовой турбиной

Установлено, что при скорости движения ковша  $u = v/2$  мощность турбины будет максимальной.

$$N_{\text{max}} = \frac{1}{2} Gv^2 = \frac{1}{2} \eta m S \rho (2gH)^{3/2},$$

где  $G$  – расход жидкости через сопла, кг/с;  $\eta$  – КПД турбины;  $m$  – количество сопел;  $S$  – площадь сечения сопла,  $\text{м}^2$ ;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Наиболее часто гидравлическую турбину применяют для выработки электроэнергии и присоединяют ее к генератору. Экономичнее не использовать редукторы, поэтому выбирают частоту вращения турбины  $n = \omega/(2\pi)$ , равную стандартной частоте вращения генератора. Тогда радиус размещения центра ковша рабочего колеса определяется через его линейную скорость вращения:

$$R = \frac{u}{\omega} = \frac{v}{2\omega} = \frac{\sqrt{2gH_{\text{расп}}}}{4\pi n}.$$

Сопло водовода имеет круглое сечение радиусом  $r = \sqrt{S/\pi}$ , тогда

$$r = \sqrt{\frac{2N_{\text{max}}^{\text{пол}}}{\eta r m \pi (2gH)^{3/2}}}.$$

Определяющим параметром ковшовой турбины является отношение радиуса сопла к радиусу турбины. На практике используется колеса с размерами лопасти  $r/R = 1/12$ , так как при больших размерах лопасти ухудшаются условия их обтекания.

В отличие от активной турбины, где струя воздействует на лопасти периодически, в реактивной турбине жидкость воздействует на лопасти постоянно. По виду рабочего колеса реактивные турбины делятся на осевые (напор до 30 м), диагональные (напор от 40 до 200 м), радиально-осевые (напор от 80 до 700 м).

Основными элементами реактивной турбины являются рабочее колесо 1, статор турбины 2, направляющий аппарат 3, отсасывающая труба 4 (рис. 11.3).

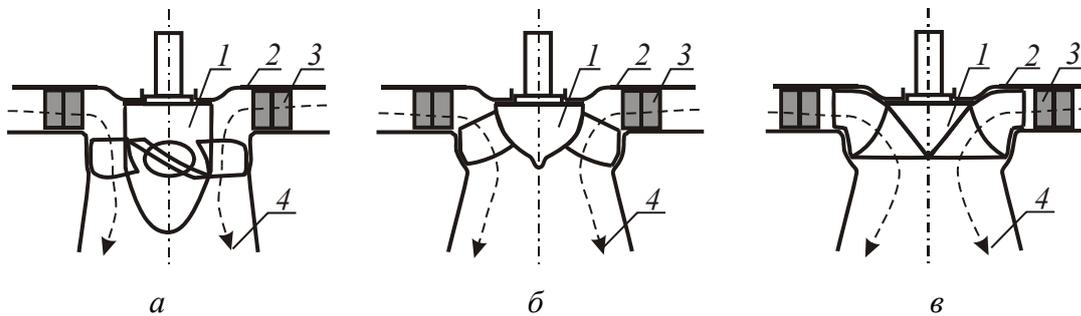


Рис. 11.3. Различные виды реактивных турбин:  
а – осевая; б – диагональная; в – радиально-осевая

Рабочее колесо предназначено для восприятия силового воздействия притекающего потока жидкости. Основным элементом рабочего колеса являются лопасти и втулка, на которой крепятся лопасти. Особенностью рабочих колес некоторых турбин является возможность на рабочем ходу поворачивать лопасти рабочего колеса (изменять угол установки лопастей). Угол установки лопастей изменяется в зависимости от открытия направляющего аппарата

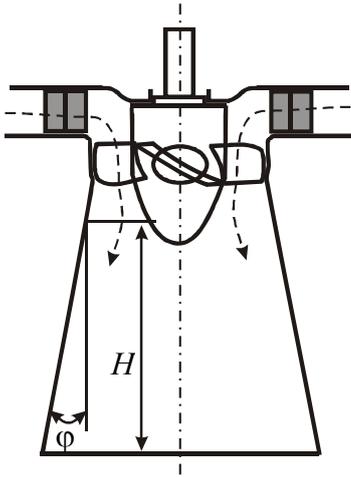


Рис. 11.4. Отсасывающая труба

и от действующего напора таким образом, чтоб достичь максимального значения КПД турбины. Это дает большие энергетические преимущества, но в то же время приводит к значительному усложнению конструкции.

Отсасывающая труба (рис. 11.4) представляет собой расширяющийся диффузорный водовод, по которому вода от рабочего колеса отводится в нижний канал. Отсасывающие трубы делятся на прямоосные (конические, раструбные, с переходом) и изогнутые. Уменьшение скорости воды по длине отсасывающей трубы позволяет повысить КПД и мощность турбины.

Коэффициент полезного действия, или коэффициент восстановления отсасывающей трубы, определяется отношением

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{v_2^2 - v_3^2 - 2g \sum h_{\text{отс}}}{v_2^2},$$

где  $v_2$  – скорость потока после турбинного колеса;  $v_3$  – скорость потока в выходном сечении отсасывающей трубы;  $\sum h_{\text{отс}}$  – суммарные потери напора в отсасывающей трубе.

Потери в отсасывающей трубе определяются двумя факторами:

– трением о стенки:

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda v_2^2}{16 g \operatorname{tg}(\varphi)} \left(1 - v_3^2 / v_2^2\right),$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $\varphi$  – угол конусности отсасывающей трубы (рис. 11.4);

– вихревыми потерями, вызываемыми диффузорностью отсасывающей трубы:

$$h_{\text{рас}} = \frac{\sin(2\varphi) v_2^2}{2g} \left(1 - v_3 / v_2\right)^2.$$



## Задачи для практических занятий

### Задача 11.1

Определить расход турбины ГЭС, имеющей при напоре  $90 + N$  м мощность  $500 + 2 \cdot N$  МВт. КПД турбины 92%.

### Задача 11.2

Подаваемый на ковшовую турбину поток имеет параметры: высота  $20 + N$  м, расход  $0,05 + 0,001 \cdot N$  м<sup>3</sup>/с. Определить скорость потока и максимальную мощность турбины.

### Задача 11.3

Осевая турбина с коэффициентом быстроходности  $n_s = 4$  об/с имеет мощность на валу  $N_t = 400 + 10 \cdot N$  кВт при напоре  $H = 6 + N$  м, КПД = 0,7. Найти расход воды и угловую скорость турбины.

### Задача 11.4

Определить диаметр колеса ковшовой турбины  $D = 2R$  с одним соплом радиусом  $r$ , мощностью  $60 + 10 \cdot N$  кВт при значениях напора  $H = 70 + N$  м и оптимальную угловую скорость, при которой достигается максимальный КПД = 90%. На практике используется соотношение размеров сопла и колеса  $R/r = 12$ , т. к. при больших размерах ковша ухудшаются условия их обтекания.

### Задача 11.5

Уровень в верхнем водохранилище ГЭС равен нормальному подпорному уровню (НПУ), полезный объем водохранилища  $V_{\text{п}} = 2000$  м<sup>3</sup>, средний приток воды в верхнее водохранилище  $0,2$  м<sup>3</sup>/с. Определить, сколько времени будет работать ГЭС и какую мощность сможет выдать до срабатывания полезного объема верхнего водохранилища, если рабочие параметры гидроэлектростанции: средний напор  $H = 6 + N$  м, расход  $Q = 0,4 + 0,02 \cdot N$  м<sup>3</sup>/с, КПД = 0,7.

### Задача 11.6

Определить КПД конической отсасывающей трубы, а также мощность турбины после присоединения к ней отсасывающей

трубы, если без отсасывающей трубы мощность турбины составляла 30 кВт. Высота отсасывающей трубы  $H = 1 + 0,1 \cdot N$  м. Угол конусности трубы составляет  $13^\circ$ . Верхний диаметр 0,8 м. КПД турбины 0,8. Расход турбины  $0,5 + 0,01 \cdot N$  м<sup>3</sup>/с. Потери напора в трубе не учитывать. Высота турбины над нижним бьефом  $H_s = H$ .

### **Задача 11.7**

Определить КПД конической отсасывающей трубы. Угол конусности трубы составляет  $\varphi = 2 + N^\circ$ , верхний диаметр – 0,8 м, высота –  $H = 1 + 0,1 \cdot N$  м. Расход турбины  $0,5 + 0,01 \cdot N$  м<sup>3</sup>/с. Коэффициент гидравлического трения отсасывающей трубы  $\lambda = 0,02$ .

## 12. ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ. ПОДОБНЫЕ ТУРБИНЫ. КАВИТАЦИОННЫЙ ИЗНОС. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТАРАН

---

Основным энергетическим уравнением турбины (уравнением Эйлера) является уравнение, которое определяет связь между теоретическим напором и кинематическими показателями потока жидкости, протекающим через рабочее колесо:

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где  $v$  – абсолютная скорость движения частиц жидкости между лопатками (рис. 12.1), которую можно определить как векторную сумму ее составляющих  $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$ ;  $\vec{u}$  – окружная скорость, или скорость переносного движения, т. е. скорость, с которой жидкость вращается вместе с рабочим колесом (направлена по касательной к окружности в сторону вращения  $u = \omega r$ );  $\vec{w}$  – относительная скорость, т. е. скорость движения частиц жидкости относительно лопаток рабочего колеса (направлена по касательной к лопатке рабочего колеса от центра к окружности).

Действительный напор всегда больше теоретического из-за конечного числа лопаток и потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости в самой турбине:

$$H = \frac{v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g \eta_r K},$$

где  $\eta_r$  – гидравлический КПД;

$K = \left( 1 + \frac{2\psi}{z} / \left( 1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right)^{-1}$  – коэффициент,

учитывающий влияние конечного числа лопаток;  $\psi$  – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочей части турбины;

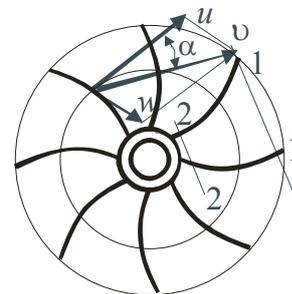


Рис. 12.1. Схема лопастного колеса

$z$  – количество лопастей рабочего колеса;  $r_1$  и  $r_2$  – радиус лопастей на входе и выходе в рабочее колесо турбины.

У осевых турбин поверхность тока в рабочем колесе близка к цилиндрической и, следовательно,  $u_1 = u_2 = u$ . Тогда действительный напор рабочего колеса

$$H = \frac{u(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2)}{g\eta_r K}.$$

Расход жидкости через турбину равен расходу через направляющий аппарат

$$Q_K = v\pi D_0 b_0,$$

где  $D_0$  – внешний диаметр направляющего аппарата;  $b_0$  – высота лопаток направляющего аппарата.

Это выражение приближенное, так как не учитывает количество лопаток  $z$  направляющего аппарата и их толщину  $\delta$ , а также утечки жидкости. С учетом этих факторов

$$Q = (\pi D_0 - \delta z) b_0 v_0 \eta_0 = \psi \pi D_0 b_0 v_0 \eta_0,$$

где  $\psi = 1 - \frac{\delta z}{\pi D_0}$ ;  $\eta_0$  – объемный КПД.

Различные группы турбин могут быть объединены по принципу их подобия. Для подобных турбин применяют следующее соотношение расходов, напоров и мощностей:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H D_M^3}{n_M D_H^3}, \quad \frac{H_H}{H_M} = \frac{n_H^2 D_H^2}{n_M^2 D_M^2}, \quad \frac{N_H}{N_M} = \frac{n_H^3 D_H^5}{n_M^3 D_M^5}.$$

Здесь и далее индекс «н» относится к натурному колесу, а «м» – к модельному.

Если рассматривать режимы одной и той же турбины, то при разных частотах вращения  $n_1$  и  $n_2$  законы подобия запишутся в следующем виде:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

Имея параметры при частоте  $n_1$ , можно рассчитать характеристики турбины для любой частоты вращения.

Для сравнительной оценки различных типов турбины объединяют в серии по типу геометрического подобия рабочих колес. В качестве эталонной выбрана турбина, которая развивает напор  $H_s = 1$  м и дает производительность  $Q_s = 0,075$  м<sup>3</sup>/с. Частота вращения эталонной турбины  $n_s$  при данных условиях называется **коэффициентом быстроходности**.

Используя уравнение подобия, получим формулу для расчета коэффициента быстроходности:

$$n_s = n \left( \frac{Q}{Q_s} \right)^{1/2} \left( \frac{H_s}{H} \right)^{3/4} = \frac{3,65 n Q^{1/2}}{H^{3/4}}.$$

Коэффициент быстроходности определяется для режима максимальной мощности.

Гидравлические турбины являются простыми в эксплуатации и весьма надежными машинами. Однако в некоторых случаях может возникать износ турбины, приводящий к снижению ее КПД, к усилению вибрации и шума. Износ турбины делится на кавитационный и абразивный.

Кавитационный износ вызван возникновением кавитации у осевых и радиально-осевых турбин на тыльной («вакуумной») стороне лопастей рабочего колеса. Условие безкавитационной работы турбины ограничивает допустимую высоту отсасывания:

$$H_s^{\text{доп}} \leq \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\rho g} - \sigma_T H,$$

где  $p_{\text{атм}}$  – атмосферное давление на поверхности нижнего бьефа;  $p_{\text{н.п}}$  – абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости, принимаемое в зависимости от температуры жидкости по справочникам;  $\sigma_T$  – коэффициент кавитации турбинной установки, который определяется экспериментально, но приближенно его можно рассчитать по формуле

$$\sigma_T = \frac{(n_s + 30)^{1,8}}{200000}.$$

Если значение допустимой высоты отсасывания получилось отрицательным, то следовательно, для исключения кавитационного износа турбину придется установить так, чтобы она была заглублена под уровень нижнего бьефа.

Гидравлический таран – это механизм, преобразующий энергию потока в потенциальную энергию давления, которую используют для поднятия жидкости на высоту нескольких десятков метров.

Гидравлический таран работает следующим образом (рис. 12.2). Из питательного резервуара 1 вода по питательной трубе 2 поступает внутрь гидравлического тарана 3 и вытекает через ударный клапан 4. Скорость потока за клапаном нарастает, возникает перепад напора на клапане, который в некоторый момент превышает вес клапана. Клапан мгновенно перекрывает поток, и давление в трубопроводе резко повышается – возникает гидравлический удар. Возросшее давление открывает напорный клапан 5, через который вода поступает в напорный колпак 6, сжимая в нем воздух. Давление в трубопроводе падает, напорный клапан закрывается, а ударный – открывается, и цикл повторяется снова. Сжатый в колпаке воздух гонит воду по нагнетательной трубе 7 в нагнетательный резервуар 8.

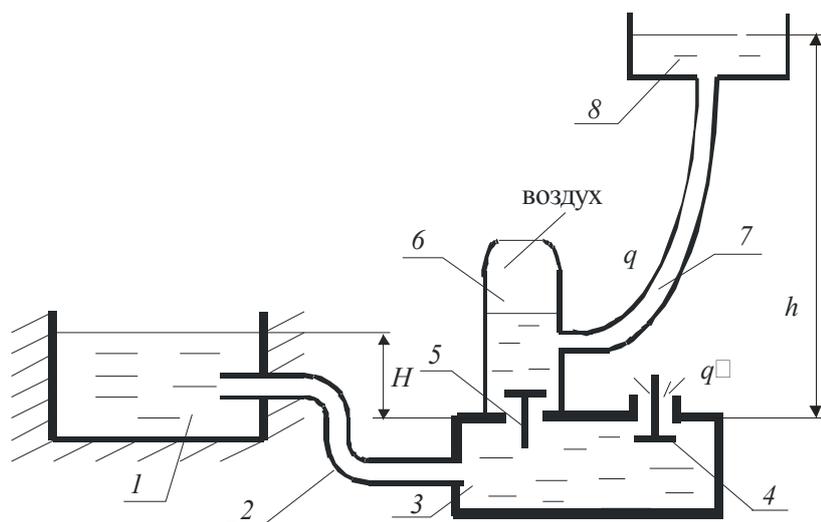


Рис. 12.2. Схема гидравлического тарана

Полный цикл работы тарана можно представить в виде трех периодов:

1) период разгона – период времени от начала открытия ударного клапана до момента, при котором скорость  $v$  в трубе станет наибольшей и клапан закроется:

$$t_{\text{разг}} = \tau \ln \frac{1+k}{1-k},$$

где  $\tau = l / \sqrt{2gH(1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}})}$ ;  $l$  – длина питательной трубы;  $H$  – напор перед клапаном (питательный напор);  $\zeta_{\text{пит}}$  и  $\zeta_{\text{кл}}$  – коэффициенты сопротивления при движении жидкости питательного трубопровода и ударного клапана;  $k = v / \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}}}}$  – коэффициент разгона.

Наибольшая скорость в трубе для весового клапана определяется по формуле

$$v = \sqrt{\frac{2G}{\rho S_{\text{кл}} \zeta_{\text{кл}}}},$$

где  $G$  – вес клапана;  $S_{\text{кл}}$  – площадь выходного отверстия ударного клапана.

2) период нагнетания – период от момента открытия нагнетательного клапана до момента его закрытия, при котором происходит нагнетание жидкости в воздушный колпак:

$$t_{\text{наг}} = (v / (gh_{\text{д}}) + 1/c)l,$$

где  $h_{\text{д}} = h + \sum h_{\text{наг}} - (H - \sum h_{\text{пит}})$  – динамическая высота нагнетания;  $\sum h_{\text{наг}}$  и  $\sum h_{\text{пит}}$  – потери напора в нагнетательном и питательном трубопроводах.

3) период отражения – период от момента закрытия нагнетательного клапана до открытия ударного клапана, при котором не происходит ни нагнетания, ни разгона

$$0 < t_{\text{отр}} < 2l/c.$$

Технические параметры гидротаранной установки следующие.

1. Продолжительность полного цикла

$$T = t_{\text{разг}} + t_{\text{наг}} + t_{\text{отр}}.$$

2. Расход жидкости, сброшенной тараном,

$$q' = \left( \frac{Sl}{1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}}} \ln \left( \frac{1}{1 - k^2} \right) \right) / T,$$

где  $S$  – площадь сечения питательной трубы.

3. Производительность таранной установки

$$q = \frac{Sl}{2gh_{\text{д}}T} \left( k^2 \frac{2gH}{1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}}} - \left( \frac{gh_{\text{д}}}{c} \right)^2 \right).$$

#### 4. КПД таранной установки

$$\eta = \frac{qh}{QH},$$

где  $Q = q' + q$  – общий расход таранной установки.



### Задачи для практических занятий

#### **Задача 12.1**

Исследование модели осевой турбины диаметром 0,3 м при напоре 3,5 м показали, что оптимальному режиму с наибольшим КПД соответствует частота вращения  $300 + 5 \cdot N$  об/мин и расход  $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ . Требуется найти оптимальную частоту вращения, расход и мощность натурной турбины того же типа, имеющей диаметр 2 м и напор  $9 + N$  м. КПД турбины 93%.

#### **Задача 12.2**

Осевая турбина имеет расход  $3,0 \text{ м}^3/\text{с}$ , число оборотов турбины  $200 + 5 \cdot N$  об/мин, диаметр рабочего колеса 1 м, скорость подвода жидкости  $5 + 0,5 \cdot N$  м/с, угол подвода  $\alpha_1 = 20^\circ$ , угол отвода  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Определить полезную мощность турбины. КПД турбины 0,85.

#### **Задача 12.3**

Определить допустимую высоту отсасывания для турбины с напором  $20 + 2 \cdot N$  м и коэффициентом быстроходности  $200 + 5 \cdot N$  об/мин.

#### **Задача 12.4**

Определить КПД гидравлического тарана и время, за которое гидравлический таран наполнит питательный бак объемом 100 л. Напор перед клапаном (питательный напор)  $H = 1 + 0,2N$  м, нагнетательный напор  $3 \cdot H$  м, коэффициенты сопротивления в питательном трубопроводе и ударного клапана  $\zeta_{\text{пит}} = \zeta_{\text{кл}} = 1$ , коэффициент разгона  $k = 0,8$ . Суммарные потери напора в питательном и нагнетательном трубопроводах  $0,1 + 0,3 \cdot N$  м. Скорость распространения ударной волны 160 м/с. Длина питательного трубопровода 4 м, внутренний диаметр 38 мм.

### 13. ПАРУСНЫЕ, ЛОПАСТНЫЕ И РОТОРНЫЕ ВЕТРОУСТАНОВКИ

Лопастная ветроустановка состоит из следующих основных элементов (рис. 13.1): 1 – ветроколесо; 2 – регулятор установки лопастей ветроколеса, который обеспечивает изменение угла поворота лопасти пропорционально изменению скорости ветра и вывод лопастей во флюгерное положение (отключение агрегата) при достижении аварийной скорости ветра; 3 – редуктор, который обеспечивает необходимую частоту вращения ротора генератора; 4 – электрический генератор; 5 – механизм поворота оси ветроколеса параллельно ветровому потоку; 6 – опора.

Одним из наиболее важных показателей работы ветроустановки является ее мощность:

$$N = N_{\text{вп}} \eta,$$

где  $N_{\text{вп}} = \frac{1}{2} \rho v^3 S = \frac{\pi}{8} \rho v^3 D^2$  – мощность ветрового потока, Вт;  $S$  –

ометаемая площадь ветроколеса,  $\text{м}^2$ ;

$D$  – диаметр ветроколеса, м;

$\eta = \xi_i \eta_a \eta_m \eta_{\text{пр}}$  – КПД ветровой установки;  $\xi_i$  – коэффициент использования энергии ветра идеальным ветроколесом, который представляет собой отношение мощности идеального ветроколеса (т. е. при отсутствии аэродинамических потерь) к мощности ветрового потока, проходящего через сечение, равное ометаемой площади ветроколеса;  $\eta_a$  – коэффициент аэродинамических потерь в ветроколесе;  $\eta_m$  – коэффициент механических потерь (редуктор, подшипник);  $\eta_{\text{пр}}$  – коэффициент потерь в системе преобразования энергии после редуктора.

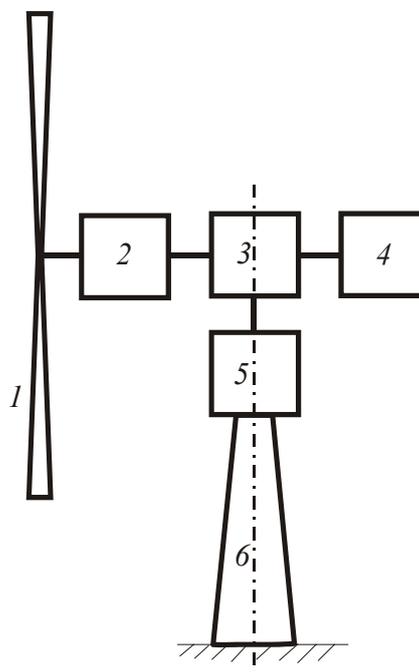


Рис. 13.1. Структурная схема лопастной ветроустановки

Крыльчатые ветродвигатели также характеризуются коэффициентом быстроходности, который равен отношению окружной скорости конца лопасти  $u$  к скорости ветра  $v$ :

$$Z = \frac{u}{v} = \frac{\omega R}{v},$$

где  $\omega$  – угловая частота вращения ветроколеса;  $R$  – радиус ветроколеса.

Основным параметром, определяющим эффективность любой ветроустановки, является коэффициент использования энергии ветрового потока

$$\xi_i = \frac{N_{\text{ВЭУ}}}{S \frac{\rho v^3}{2}}.$$

Рассмотрим поверхность площадью  $S$ , поставленную перпендикулярно к направлению ветра. Воздушный поток вследствие торможения его поверхностью получит подпор, будет обтекать ее и производить давление силой  $F$ . Вследствие действия этой силы поверхность будет перемещаться в направлении потока с некоторой скоростью  $u$  (рис. 13.2).

Мощность  $N$ , получаемая пластиной, определяется из выражения

$$N = F u = S \frac{\rho}{2} (v - u)^2 u.$$

Уравнение для определения коэффициента использования энергии имеет вид:

$$\xi_i = \frac{u}{v} \left( 1 - \frac{u}{v} \right)^2 = e(1 - e)^2,$$

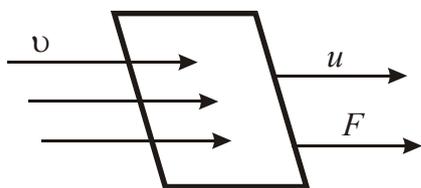


Рис. 13.2. Действие силы ветра на поверхность

где  $e = u/v$  – коэффициент торможения.

Из уравнения видно, что  $\xi_i$  зависит от скорости перемещения поверхности в направлении ветра. Если скорость перемещения поверхности равна нулю  $u = 0$ , то работа ветра также равна нулю. Если  $v = u$ ,

т. е. поверхность перемещается со скоростью ветра, работа также будет равна нулю, так как нет силы сопротивления, за счет которой совершается работа.  $\xi_i$  принимает максимальное значение, когда  $e = 1/3$ , при этом  $\xi_{i_{\max}} = 0,149$ . Следовательно, максимальный коэффициент использования энергии ветра при работе поверхности силой сопротивления не может быть больше 0,149.

Рассмотрим предложенное Н. Е. Жуковским идеальное ветроколесо, у которого: ось вращения параллельна скорости ветра; бесконечно большое число лопастей очень малой ширины; профильное сопротивление лопастей равно нулю и циркуляция вдоль лопасти постоянна; потерянная скорость воздушного потока на ветроколесе постоянна по всей ометаемой поверхности; угловая скорость стремится к бесконечности.

Равномерный поток ветра, набегающий на идеальное ветроколесо со скоростью  $v$  в сечении  $AA'$ , в сечении  $BB'$  (рис. 13.3) на ветроколесе имеет значение скорости  $v_1 = v_0 - \Delta v_1$ , а на некотором расстоянии позади ветряка в сечении  $CC'$  —  $v_2 = v_0 - \Delta v_2$ .

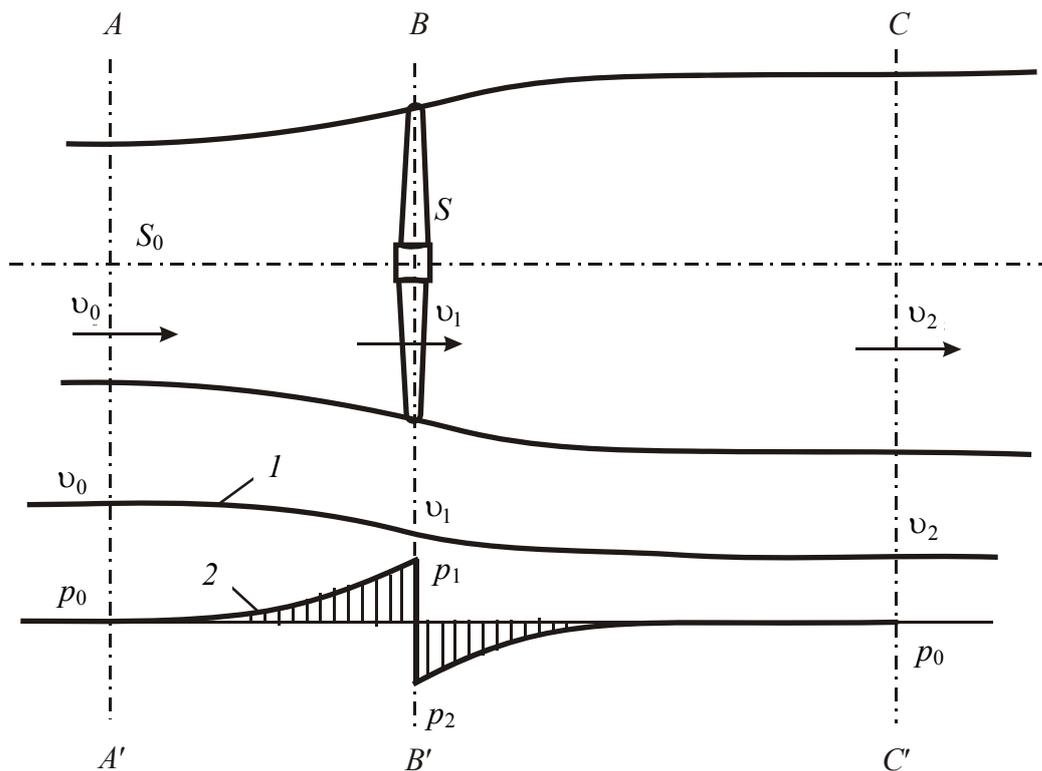


Рис. 13.3. Характеристика воздушного потока, протекающего через ветроколесо

При этом вращающееся ветроколесо создаст подпор, вследствие чего скорость потока, по мере приближения к ветряку и некоторое время за ветряком, падает, как показано кривой 1 на рис. 13.3. Вместе с этим давление воздуха  $p$ , по мере приближения к ветряку, повышается (кривая 2), и при прохождении через ометаемую поверхность оно резко падает. За ветряком образуется некоторое разрежение  $p_0 - p_2$ , которое, по мере удаления от ветряка, асимптотически приближается к нулю, т. е. восстанавливается нормальное давление.

Через ометаемую поверхность  $S$  ветроколеса протекает воздух с массовым расходом  $G$ :

$$G = \rho S v_1.$$

Идеальный коэффициент использования энергии ветра  $\xi_i$  равен

$$\xi_i = 4e(1 - e)^2,$$

где  $e = \Delta v_1 / v_0$  – коэффициент торможения.

$\xi_i = 0,593$  принимает максимальное значение, когда  $e = 1/3$ , а  $v_2 = v_0/3$ .

Таким образом, из классической теории идеального ветряка вытекают следующие основные положения.

1. Максимальный коэффициент использования энергии ветра идеального ветроколеса равен  $\xi_i^{\max} = 0,593$ .

2. При этом скорость ветра за ветроколесом будет в три раза меньше скорости ветра перед ветроколесом.

Если на вращающийся круглый цилиндр набегает поток воздуха со скоростью  $v$  в направлении, перпендикулярном к оси цилиндра (рис. 13.4), то вокруг него возникает циркуляция  $v_\theta = -2v \sin \theta$ . При этом возникает избыточное давление воздуха на поверхности цилиндра, обусловленное взаимодействием двух потоков.

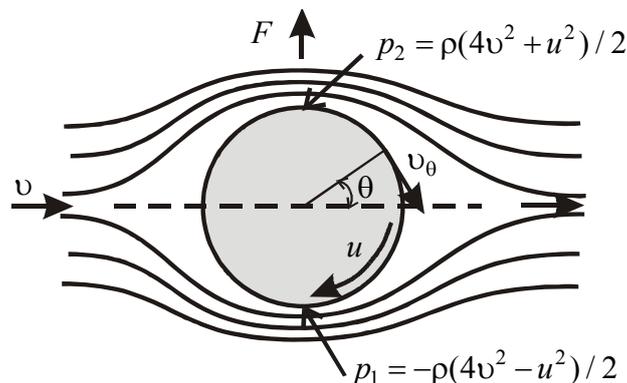


Рис. 13.4. Эффект Магнуса

Циркуляция вокруг цилиндра создает силу, действующую на цилиндр в направлении, перпендикулярном к направлению потока, и называемую поперечной силой. Это явление называется эффектом Магнуса по имени ученого, впервые открывшего его в 1852 г. Значение поперечной силы определяется путем интегрирования проекции удельной силы давления на вертикальную ось по контуру:

$$F = -lr \int_0^{2\pi} p \sin \theta d\theta = 2\pi r \rho v \omega l,$$

где  $r, l$  – радиус и длина цилиндра, м.

Схема роторной ветроустановки на основе эффекта Магнуса представлена на рис. 13.5.

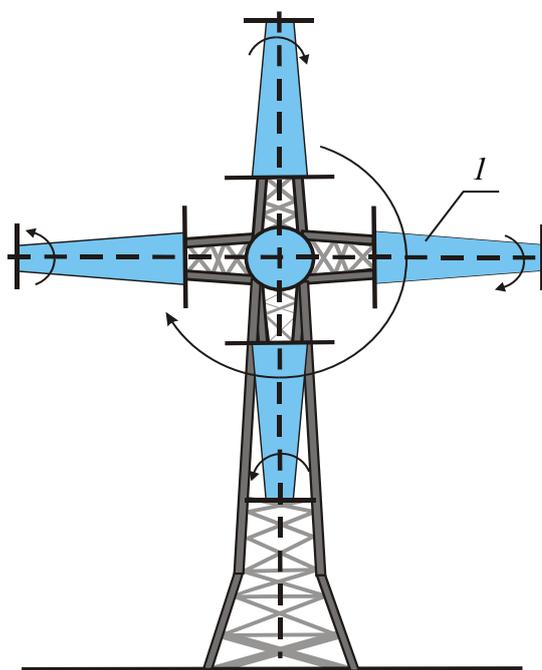


Рис. 13.5. Роторная установка на основе эффекта Магнуса

Мощность  $N_{\text{ВЭУ}}$  и КПД роторной ветроустановки определяют по формулам:

$$N_{\text{ВЭУ}} = M \omega = m F l \omega, \quad \text{КПД}_{\text{рот.ВЭУ}} = \frac{N_{\text{ВЭУ}} - N_{\text{цил}}}{N_{\text{вп}}},$$

где  $\omega$  – угловая частота вращения ветроколеса,  $\text{с}^{-1}$ ;  $m$  – количество цилиндров;  $N_{\text{цил}}$  – мощность, затрачиваемая на вращение цилиндров, Вт;  $N_{\text{вп}}$  – мощность ветрового потока, Вт.



## Задачи для практических занятий

### Задача 13.1

Быстроходность ветроколеса при любой скорости  $Z = 4 + 0,2 \cdot N$ . При какой скорости ветра скорость концов лопастей ветроколеса достигнет скорости звука 330 м/с?

### Задача 13.2

Быстроходность ветроколеса диаметром  $d = 20 + N$  м составляет  $Z = 5 + 0,2 \cdot N$  при угловой скорости  $\omega_0 = 3$  рад/с. Какое количество энергии ветрового потока будет использовано этим колесом при коэффициенте торможения  $e = 0,22 + 0,002 \cdot N$ . Плотность воздуха  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

### Задача 13.3

Определить максимальную энергию, передаваемую пластине площадью  $500 + 10 \cdot N$  см<sup>2</sup> при использовании силы лобового сопротивления, если скорость ветрового потока  $v = 3 + 0,2 \cdot N$  м/с, а аэродинамический коэффициент полезного действия  $\eta_a = 0,8$ . Плотность воздуха  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

### Задача 13.4

Скорость ветрового потока за лопастным ветроколесом  $v_2 = 3,5 - 0,1 \cdot N$  м/с, а коэффициент торможения  $e = 0,22 + 0,002 \cdot N$ . Определить скорость ветрового потока перед колесом и диаметр ветроколеса, если мощность ветроустановки  $N_{в\у} = 20 - 0,5 \cdot N$  кВт. Аэродинамический коэффициент полезного действия  $\eta_a = 0,85$ . Плотность воздуха  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

### Задача 13.5

Роторная установка на основе эффекта Магнуса имеет четыре цилиндра длиной 10 м и диаметром 2 м. При этом диаметр ветроколеса 30 м. Угловая частота вращения цилиндров  $\omega = 0,15 + 0,01 \cdot N$  рад/с, момент цилиндров  $M = 1 + 0,1 \cdot N$  кН·м, а скорость ветрового потока  $v = 5,5 - 0,1 \cdot N$  м/с. Определить полезную мощность и КПД ветроустановки, если ее частота вращения 25 об/мин.

## 14. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗЕМНОЙ КОРЫ. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ. ТЕПЛОВАЯ ТРУБА

---

Критерием теплового состояния земного шара является поверхностный градиент температуры, позволяющий судить о потерях тепла Земли. Величина  $\sigma$ , соответствующая углублению в метрах, при котором температура повышается на  $1^\circ\text{C}$ , называется геотермической ступенью.

Температура горных пород на глубине  $H$  приближенно может быть определена по формуле

$$T = t_0 + \frac{(H - h)}{\sigma},$$

где  $t_0$  – средняя температура земной коры на глубине  $h$  зоны постоянных температур (1,5–40 м).

Обычно теплоносный слой имеет пористую структуру – скальные породы имеют поры, заполненные водой (пористость оценивается коэффициентом  $\alpha$ ). В расчетной практике характеристики геотермальной энергетики обычно относят к  $1 \text{ км}^2$  поверхности  $S$ . Теплоемкость пласта  $c_{\text{пл}}$ , Дж/К, можно определить по уравнению

$$c_{\text{пл}} = [\alpha \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} + (1 - \alpha) \rho_{\text{гр}} c_{\text{гр}}] h S,$$

где  $\rho_{\text{в}}$  и  $c_{\text{в}}$  – соответственно плотность и изобарная удельная теплоемкость воды;  $\rho_{\text{гр}}$  и  $c_{\text{гр}}$  – плотность и удельная теплоемкость нагретых пород (пород пласта);  $h$  – толщина слоя нагретого пласта.

Если задать минимально допустимую температуру, при которой используется тепловая энергия пласта  $T_1$ , К, то можно оценить его тепловой потенциал к началу эксплуатации, Дж:

$$E_0 = c_{\text{пл}} (T_2 - T_1).$$

Постоянную времени пласта  $\tau_0$  (возможное время его использования, лет) в случае отвода тепловой энергии путем закачки в него воды с объемным расходом  $V$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , можно определить по уравнению

$$\tau_0 = c_{\text{пл}} / (V \rho_{\text{в}} c_{\text{в}}).$$

Считают, что тепловой потенциал пласта во время его разработки изменяется по экспоненциальному закону

$$E = E_0 \exp(-\tau/\tau_0),$$

где  $\tau$  – число лет с начала эксплуатации.

Тепловая мощность геотермального пласта в момент времени  $\tau$  (лет с начала разработки), Вт:

$$\left(\frac{dE}{d\tau}\right)_\tau = -\frac{E_0}{\tau_0} \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_0}\right).$$

Эффективная транспортировка тепла из недр Земли с высокой интенсивностью может осуществляться также с помощью специального устройства – тепловой трубы.

Тепловая труба представляет собой замкнутую систему, которая обеспечивает высокую теплопроводность за счет использования теплоты парообразования жидкости.

Как правило, в трубу в виде прямого цилиндра (рисунок) диаметром  $d_{тр}$  вводят небольшое количество жидкости, создают вакуум (откачивают воздух) и герметизируют.

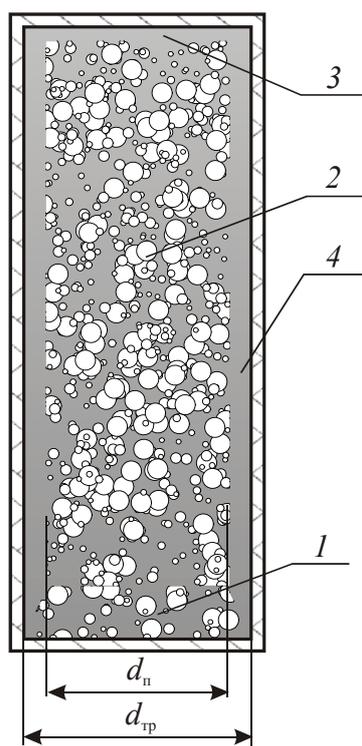


Схема  
тепловой трубы

При подводе тепла к зоне испарения 1 жидкость переходит в пар, давление насыщения паров в этой зоне резко повышается, пар 2 движется вверх по центру трубы в коридоре диаметром  $d_n$  в зону с меньшим давлением, переходит в жидкость в зоне конденсации 3 и конденсат 4 стекает по стенкам вниз. Тепловая труба, в которой возврат конденсата в зону испарения осуществляется под действием гравитационного поля, называется **термосифоном**. Из-за особенности принципа работы термосифон может работать только тогда, когда зона испарения находится ниже зоны конденсации (т. е. труба должна располагаться вертикально или с небольшим уклоном).

Для обеспечения возврата конденсата в зону испарения при любой

ориентации тепловой трубы было предложено заменить гравитационную силу капиллярной, возникающей при смачивании рабочей жидкостью капиллярно-пористого материала – фитиля.

Энергетический баланс вертикальной капиллярной тепловой трубы состоит из двух уравнений: массового и гидродинамического.

Массовое уравнение выражает собой равенство расходов пара  $G_{\text{п}}$  и конденсата  $G_{\text{к}}$ :

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к}};$$

$$v_{\text{п}} d_{\text{п}}^2 = v_{\text{к}} (d_{\text{тр}}^2 - d_{\text{п}}^2),$$

где  $v_{\text{п}}$ ,  $v_{\text{к}}$  – скорость движения пара и конденсата соответственно.

Гидродинамическое уравнение выражает собой равенство перепадов давления по паровому  $\Delta p_{\text{п}}$  и конденсационному  $\Delta p_{\text{к}}$  пути между зоной испарения и зоной конденсации:

$$\Delta p_{\text{п}} = \Delta p_{\text{к}};$$

$$\frac{2\sigma \cos \theta}{R_{\text{кап}}} + \rho_{\text{к}} g l = \lambda_{\text{п}} \frac{l}{d_{\text{п}}} \frac{\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2}{2} + \lambda_{\text{к}} \frac{l}{K(d_{\text{тр}} - d_{\text{п}})} \frac{\rho_{\text{к}} v_{\text{к}}^2}{2},$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение рабочей жидкости;  $\theta$  – угол смачивания;  $R_{\text{кап}}$  – радиус капилляра пористого материала;  $\rho_{\text{к}}$ ,  $\rho_{\text{п}}$  – плотность конденсата и пара соответственно;  $l$  – транспортная длина рабочей жидкости;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления среды;  $K$  – проницаемость материала.

Тепловое уравнение представляет собой сумму изменений энергии жидкости и пара. Количество передаваемого тепла определяется из уравнения

$$Q = Gr,$$

где  $r$  – теплота парообразования, зависящая от рода жидкости и давления внутри трубы.



### Задачи для практических занятий

#### Задача 14.1

Определить количество геотермальной энергии теплоносного пласта толщиной  $h = 0,8$  км при глубине залегания  $z = 2,5 + 0,2 \cdot N$  (км),

если заданы характеристики пласта: плотность  $\rho_{\text{гр}} = 2700 \text{ кг/м}^3$ ; пористость  $\alpha = N\%$ , удельная теплоемкость  $c_{\text{гр}} = 840 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ ; геотермическая ступень  $\sigma = 33 \text{ м/}^\circ\text{С}$ .

Среднюю температуру поверхности  $t_0$  принять равной  $10^\circ\text{С}$ . Удельная теплоемкость воды  $c_{\text{в}} = 4200 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ ; плотность воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ . Минимально допустимую температуру пласта принять равной  $t_1 = 40^\circ\text{С}$ . Расчет произвести по отношению к площади поверхности  $1 \text{ км}^2$ .

Определить также постоянную времени извлечения тепловой энергии  $\tau_0$  (лет) при закачивании воды в пласт и расходе ее  $V = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ . Какова будет тепловая мощность, извлекаемая первоначально  $(dE/d\tau)_{\tau=0}$  и через 10 лет  $(dE/d\tau)_{\tau=10}$  ?

### **Задача 14.2**

Двухметровая капиллярная тепловая труба имеет внутренний диаметр трубы  $d_{\text{тр}} = 20 + N$  см, а диаметр парового канала  $d_{\text{п}} = 0,7 \cdot d_{\text{тр}}$ . Рабочая жидкость – вода. Поверхностное натяжение  $\sigma = 0,073 \text{ Н/м}$ ; угол смачивания  $\theta = 20^\circ$ ; плотность конденсата  $\rho_{\text{к}} = 900 \text{ кг/м}^3$  и пара  $\rho_{\text{п}} = 0,9 \text{ кг/м}^3$ ; радиус капилляра пористого материала  $R_{\text{кап}} = 0,2 \text{ мм}$ ; проницаемость материала  $K = 0,6$ , коэффициент гидравлического сопротивления среды  $\lambda = 0,05$ ; теплота парообразования  $r = 3000 \text{ кДж/кг}$ . Определить тепловую мощность трубы.

## 15. ТЕПЛОВОЙ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ИНЕРЦИОННЫЙ АККУМУЛЯТОРЫ

---

*Тепловое аккумулирование* – это физические процессы, посредством которых происходит накопление тепла в тепловом аккумуляторе энергии.

Применяется классификация аккумуляторов тепла по виду аккумулирующей и теплообменной среды: прямое и косвенное аккумулирование.

*Прямое аккумулирование*: аккумулирующей и теплообменной является одна и та же среда. Аккумулирующая среда может быть твердой, жидкой, газообразной или двухфазной (жидкость плюс газ).

*Косвенное аккумулирование*: энергия аккумулируется только посредством теплообмена (например, теплопроводностью через стенки резервуара) либо в результате массообмена специальной теплообменной среды (в жидком, двухфазном или газообразном состоянии). Собственно аккумулирующая среда может быть твердой, жидкой или газообразной (процесс может протекать без фазового перехода, с фазовым переходом твердое тело – твердое тело, твердое тело – жидкость или жидкость – пар).

Аккумуляторы также могут быть с постоянной или переменной массой, объемом и давлением.

Рассмотрим ненасыщенный водяной аккумулятор с косвенным аккумулированием насыщенным паром (рис. 15.1). При нагревании в аппарате воды пар конденсируется при температуре, соответствующей его давлению. Количество нагреваемой воды  $M_2$  в аппарате остается постоянным. Вследствие того, что температура конденсации пара  $t_n$  постоянна во времени, а температура воды  $t_2$  увеличивается (рис. 15.1), температурный напор  $\Delta t = t_n - t_2$  с течением времени уменьшается.

Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса для элемента времени  $d\tau$ , в течение которого температура воды повышается на  $dt$ , имеют вид:

$$dQ = D(h - h_k) d\tau = kS\Delta t d\tau = M_2 c_2 dt ,$$

где  $D$  – расход пара, кг/с;  $h$  – энтальпия перегретого пара, Дж/(кг·°C);  $h_k$  – энтальпия конденсата пара, Дж/(кг·°C);  $k$  – коэффициент

теплопередачи через поверхность теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $S$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>.

Этими уравнениями выражается равенство расходов тепла, отданного паром, переданного через поверхность нагрева и полученного водой.

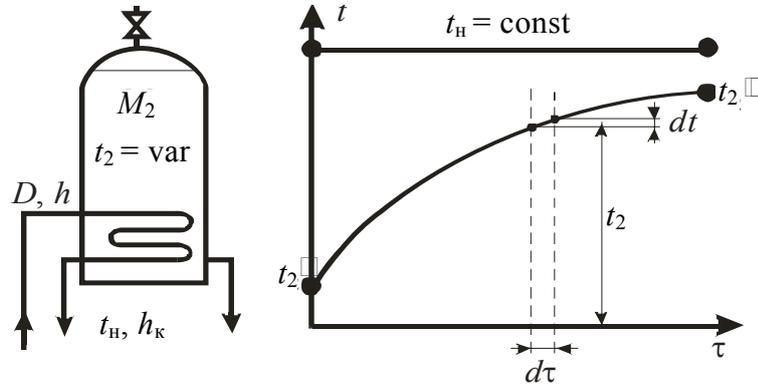


Рис. 15.1. Ненасыщенный водяной аккумулятор с косвенным аккумулярованием насыщенным паром

Средняя за время  $\tau$  температура воды определяется по формуле

$$t_2^{\text{cp}} = t_{\text{н}} - \Delta t = t_{\text{н}} - \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_{\text{н}} - t_2'}{t_{\text{н}} - t_2''}},$$

где  $t_2'$ ,  $t_2''$  – соответственно начальная и конечная через промежуток времени  $\tau$  температура воды в баке-аккумуляторе.

Если известна поверхность нагрева аккумулятора, то необходимо найти конечную температуру нагреваемой воды:

$$t_2'' = t_{\text{н}} - (t_{\text{н}} - t_2') e^{-\frac{kS\tau}{M_2 c_2}}.$$

Зависимость расхода пара от времени выражается формулой

$$D = kS \frac{t_{\text{н}} - t_2'}{h - h_{\text{к}}} e^{-\frac{kS\tau}{M_2 c_2}}.$$

Особенностью режима работы водяного аккумулятора с косвенным аккумулярованием водой (рис. 15.2) является то, что при постоянном расходе  $G_1$  и температуре воды  $t_1'$  температура ее на выходе из аппарата по мере нагревания воды в аккумуляторе

увеличивается. Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса для элемента времени  $d\tau$ , в течение которого температура воды повышается на  $dt$ , имеют вид:

$$dQ = G_1 c_1 (t_{11} - t_{12}) d\tau = kS \Delta t d\tau = M_2 c_2 dt,$$

где  $G_1$  – расход горячей воды, кг/с.

Откуда

$$kS(t_{11} - t_{12}) / \ln \frac{t_{11} - t_2}{t_{12} - t_2} = G_1 c_1 (t_{11} - t_{12}); \quad \frac{t_{11} - t_2}{t_{12} - t_2} = e^{\frac{kS}{G_1 c_1}}.$$

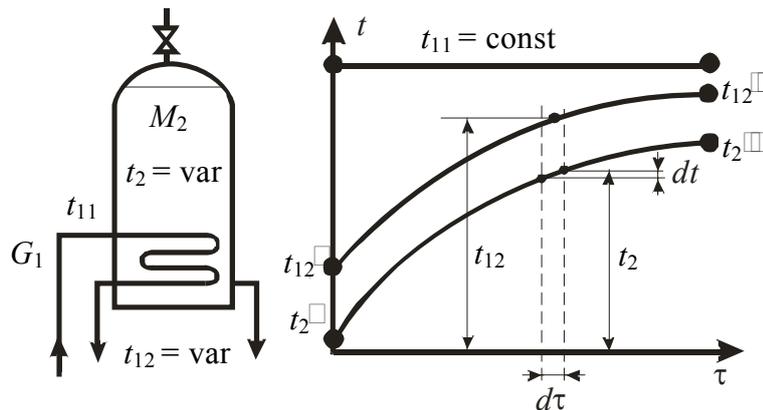


Рис. 15.2. Ненасыщенный водяной аккумулятор с косвенным аккумулярованием водой

Температура греющей воды на выходе из аккумулятора

$$t_{12} = t_2 + (t_{11} - t_2) e^{-\frac{kS}{G_1 c_1}}.$$

Конечная температура нагреваемой воды

$$t_2'' = t_{11} - (t_{11} - t_2') \exp\left(-\frac{G_1 c_1 \tau}{M_2 c_2} \left(1 - \exp\left(-\frac{kS}{G_1 c_1}\right)\right)\right).$$

В большой энергетике широкое применение получили гидравлические аккумулярующие электростанции (ГАЭС), состоящие из двух емкостей, расположенных на разных геометрических высотах и соединенных трубопроводом (рис. 15.3).

В момент зарядки рабочая жидкость (как правило, вода) перекачивается из нижней емкости в верхнюю. В момент разрядки жидкость движется из верхнего резервуара в нижний. Энергия зарядки

$$E = V\rho gH,$$

где  $V$  – объем закачиваемой жидкости;  $H$  – геометрическая высота между свободными уровнями жидкости двух емкостей.

Основные потери энергии при работе ГАЭС связаны с потерями при прокачке жидкости по водоводам:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где  $l, d$  – длина и диаметр водовода, м;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $v$  – скорость потока, м/с.

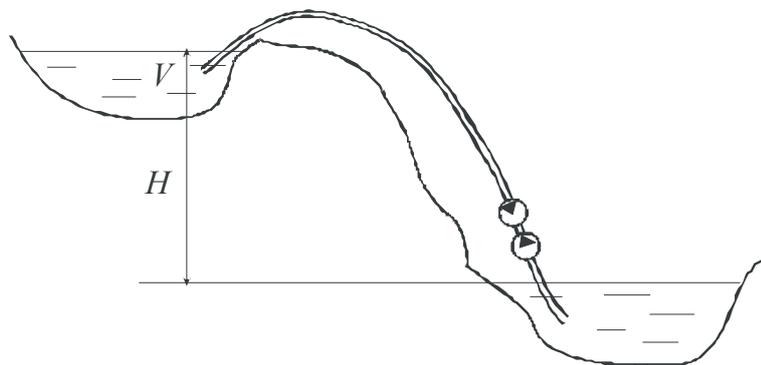


Рис. 15.3. Гидравлическая аккумулирующая электростанция

Тогда КПД ГАЭС равен произведению КПД гидравлического  $\eta_{\text{г}}$ , турбины  $\eta_{\text{т}}$  и насоса  $\eta_{\text{н}}$ :

$$\eta_{\text{ГАЭС}} = \frac{E_{\text{турб}}}{E_{\text{насоса}}} = \frac{gV(H - h_{\text{дл}})\eta_{\text{т}}}{gV(H + h_{\text{дл}})/\eta_{\text{н}}} = \frac{H - h_{\text{дл}}}{H + h_{\text{дл}}}\eta_{\text{т}}\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{т}}\eta_{\text{н}},$$

а гидравлический КПД  $\eta_{\text{г}}$  ГАЭС определяется по формуле

$$\eta_{\text{г}} = \frac{1 - \lambda \frac{l}{Hd^5} \frac{8V^2}{g\pi^2 T_{\text{разр}}^2}}{1 + \lambda \frac{l}{Hd^5} \frac{8V^2}{g\pi^2 T_{\text{заряд}}^2}},$$

где  $T_{\text{разр}}$ ,  $T_{\text{заряд}}$  – время разрядки и зарядки ГАЭС соответственно, с.  
Мощность, выдаваемая ГАЭС,

$$N_{\text{турб}} = gG_{\text{турб}}(H - h_{\text{дл}})\eta_{\text{т}}.$$

В качестве инерционных аккумуляторов применяют маховики, которые могут быть двух типов:

1) в виде диска радиусом  $r$ , у которого собственный момент инерции определяется по формуле  $I = mr^2 / 2$ ;

2) в виде обруча, т. е. когда масса сконцентрирована на периферии маховика, а собственный момент инерции определяется по формуле  $I = mr^2$ .

Кинетическая энергия вращающегося тела, Дж,

$$E = I\omega^2 / 2,$$

где  $\omega$  – угловая скорость, рад/с.

Маховику, для более эффективного использования, необходимо сообщить максимальную скорость, которая ограничена напряжениями, разрывающими маховик под действием центробежных сил (например, для однородного маховика), Н/м<sup>2</sup>:

$$\sigma_{\max} = \rho\omega^2 r^2,$$

где  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>.

При этом плотность энергии, запасаемая однородным диском,

$$w = E / m = r^2\omega^2 / 4 = \sigma_{\max} / (4\rho)$$

зависит от соотношения разрывающего напряжения и плотности материала.

Так, для стального маховика плотность энергии невелика – около 0,03 МДж/кг. Более высокую плотность энергии (около 0,5 МДж/кг) можно получить при использовании стеклокомпозитных материалов, имеющих большее разрывающее напряжение при меньшей плотности.



### Задачи для практических занятий

#### Задача 15.1

В ненасыщенном водяном аккумуляторе с косвенным через трубчатый теплообменник аккумулярованием тепла насыщенным паром нагревали 5000 кг воды в течение 3 ч. Температура насыщения пара 105°C, начальная температура воды в баке 20°C. Диаметр трубки теплообменника  $15 + 0,5 \cdot N$  мм, длина – 8 м.

Коэффициент теплопередачи  $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . Определить конечную температуру воды в баке и расход пара, если использованный перепад энтальпии пара  $220 \text{ кДж}/\text{кг}$ .

### **Задача 15.2**

В ненасыщенном водяном аккумуляторе с косвенным через трубчатый теплообменник аккумулярованием горячей водой нагревали  $5000 \text{ кг}$  воды в течение  $2 \text{ ч}$ . Расход горячей воды через теплообменник  $0,03 + 0,01 \cdot N \text{ кг}/\text{с}$ , температура горячей воды на входе в теплообменник  $85^\circ\text{С}$ , начальная температура воды в баке  $20^\circ\text{С}$ . Диаметр трубки теплообменника  $15 + 0,5 \cdot N \text{ мм}$ , длина –  $8 \text{ м}$ . Коэффициент теплопередачи  $400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . Определить конечную температуру воды в баке и конечную температуру воды на выходе из теплообменника.

### **Задача 15.3**

Определить выдаваемую мощность ГАЭС и период разрядки, если КПД ГАЭС  $72\%$ , перепад уровней между верхним и нижнем водохранилищем  $50 \text{ м}$ , длина трубопровода  $100 \text{ м}$ , диаметр –  $0,5 + 0,01 \cdot N \text{ м}$ , коэффициент гидравлического трения трубопровода  $0,03$ . Расход турбины  $0,65 + 0,05 \cdot N \text{ м}^3/\text{с}$ , время зарядки  $14 \text{ ч}$ . КПД турбины  $85\%$ , КПД насоса  $93\%$ .

### **Задача 15.4**

Пассажирский автобус, испытывавшийся в Швейцарии, приводился в движение с помощью энергии, запасенной в маховике. Маховик разгонялся на стоянках электромотором, подключенным к электросети. Маховик представлял собой сплошной стальной диск массой  $m = 100 \text{ кг}$ , диаметром  $d = 100 + 5 \cdot N \text{ см}$  и мог вращаться с частотой  $3000 \text{ об}/\text{мин}$ . Какова кинетическая энергия маховика при максимальной скорости? Какое среднее время между стоянками для зарядки, если средняя мощность, потребляемая автобусом,  $2 + 0,5 \cdot N \text{ кВт}$ ?

## ЛИТЕРАТУРА

---

1. Данилов, О. В. Использование вторичных энергетических ресурсов / О. Л. Данилов, В. А. Мунц. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – 154 с.
2. Хараз, Д. И. Пути использования вторичных энергоресурсов в химических производствах / Д. И. Хараз, Б. И. Псахис. – М.: Химия, 1984. – 224 с.
3. Вторичные теплоэнергоресурсы и охрана окружающей среды / В. В. Харитонов [и др.]; под ред. В. В. Харитонova. – Минск: Выш. шк., 1988. – 172 с.
4. Виссарионов, Г. Г. Утилизация низкопотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов на химических предприятиях / Г. Г. Виссарионов [и др.]. – М.: Химия, 1987. – 238 с.
5. Лебедев, П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки: учебник / П. Д. Лебедев. – М.: Энергия, 1972. – 320 с.
6. Практическое пособие по выбору и разработке энергосберегающих проектов / под ред. О. Л. Данилова, П. А. Костюченко. – М.: ТОГУ, 2006. – 668 с.
7. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А. П. Воинов [и др.]; под ред. Л. Н. Сидельковского. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.
8. Богословский, В. Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский, М. Я. Поз. – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
9. Головков, С. И. Энергетическое использование древесных отходов / С. И. Головков, И. Ф. Коперин, В. И. Найденов. – М.: Лесн. пром-сть, 1987. – 224 с.
10. Соколов, Б. А. Котельные установки и их эксплуатация / Б. А. Соколов. – М.: Академия, 2007. – 432 с.
11. Роддатис, К. Ф. Котельные установки: учеб. пособие / К. Ф. Роддатис. – М.: Энергия, 1977. – 430 с.
12. Лямин, В. А. Газификация древесины / В. А. Лямин. – М.: Лесн. пром-сть, 1967. – 263 с.
13. Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГТУ, 2004. – 258 с.

14. Кузнецов, Д. Т. Энергохимическое использование горючих сланцев / Д. Т. Кузнецов. – М.: Энергия, 1978. – 216 с.
15. Гюнтер Л. И. Метантенки / Л. И. Гюнтер, Л. Л. Гольдфарб. – М.: Стройиздат, 1991. – 128 с.
16. Баадер, В. Биогаз: теория и практика / В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер; пер. с нем. – М.: Колос, 1982. – 148 с.
17. Твайделл, Дж. Возобновляемые источники энергии / Дж. Твайделл, А. Уэйр. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 392 с.
18. Солнечная энергетика: учеб. пособие / В. И. Виссарионов [и др.]. – М.: Издат. дом МЭИ, 2008. – 317 с.
19. Андреев, В. М. Фотоэлектрическое преобразование концентрированного солнечного излучения / В. М. Андреев, В. А. Грилихес, В. Д. Румянцев. – Л.: Наука, 1989. – 310 с.
20. Михайлов, Л. П. Малая гидроэнергетика / Л. П. Михайлов, Б. П. Фельдман, Т. К. Марканова. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 184 с.
21. Карелин, В. Я. Сооружение и оборудование малых гидроэлектростанций / В. Я. Карелин, В. В. Волшаник – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 200 с.
22. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины: турбины и насосы: учебник / Г. И. Кривченко. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
23. Овсепян, В. М. Гидравлический таран и таранные установки / В. М. Овсепян. – М.: Машиностроение, 1968. – 124 с.
24. Янсон, Р. А. Ветроустановки: учеб. пособие / Р. А. Янсон; под ред. М. И. Осипова. – М.: МГТУ, 2007. – 36 с.
25. Харитонов, В. П. Автономные ветроэлектрические установки / В. П. Харитонов. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2006. – 280 с.
26. Фатеев, Е. М. Ветро двигатели и ветроустановки / Е. М. Фатеев. – М.: ОГИЗ-Сельхозгиз, 1948. – 544 с.
27. Шефтер, Я. И. Ветронасосные и ветроэлектрические агрегаты / Я. И. Шефтер, И. В. Рождественский. – М.: Колос, 1967. – 376 с.
28. Берман, Э. Геотермальная энергия: пер. с англ. / Э. Берман. – М.: Мир, 1978. – 192 с.
29. Дворов, И. М. Геотермальная энергетика / И. М. Дворов. – М.: Наука, 1976. – 192 с.
30. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов / под ред. Г. И. Воронина. – М.: Машиностроение, 1976. – 200 с.
31. Теплоснабжение: учеб. пособие / В. Е. Козин [и др.]. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

---

Предисловие .....	3
Введение .....	4
1. Экономия топлива за счет использования вторичных энергетических ресурсов .....	5
2. Сжигание горючих вторичных энергетических ресурсов ....	12
3. Термогазогенерация горючих вторичных энергетических ресурсов .....	19
4. Биогазогенерация горючих вторичных энергетических ресурсов. Хранение биогаза в газгольдерах .....	26
5. Термодинамический анализ систем утилизации тепловых вторичных энергетических ресурсов. Использование теплоты уходящих газов .....	30
6. Использование среднепотенциальных тепловых вторичных энергоресурсов. Турбодетандерные установки .....	34
7. Характеристики солнечного излучения .....	39
8. Тепловой способ использования солнечной энергии .....	43
9. Циркуляция теплоносителя в гелиосистемах. Концентрирующие гелиоколлектора .....	50
10. Фотоэлектрическая генерация .....	56
11. Малые гидроэлектростанции. Гидротурбоагрегаты .....	60
12. Основное энергетическое уравнение гидротурбины. Подобные турбины. Кавитационный износ. Гидравлический таран .....	67
13. Парусные, лопастные и роторные ветроустановки .....	73
14. Тепловой режим земной коры. Использование геотермальной энергии. Тепловая труба .....	79
15. Тепловой, гидравлический и инерционный аккумуляторы .....	83
Литература .....	89

---

Учебное издание

**Сухоцкий** Альберт Борисович

**ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ.  
НЕТРАДИЦИОННЫЕ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ  
ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *Р. М. Рябая*

Компьютерная верстка *Е. В. Ильченко*

Корректор *Р. М. Рябая*

Подписано в печать 21.02.2012. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 5,5. Уч.-изд. л. 5,5.  
Тираж 50 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:  
УО «Белорусский государственный технологический университет».  
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.  
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.  
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.