

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА им. К.А. ТИМИРЯЗЕВА

О.М. Осмонов
Ю.А. Канатников

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА

Методические указания

Москва

Издательство РГАУ-МСХА

2016

Осмонов О.М., Канатников Ю.А.. Тепловые схемы энергетических установок и методы их расчета: Методические указания / Осмонов О.М., Канатников Ю.А.. М.: Изд-во ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева, 2016. 33 с.

В методических указаниях приведены тепловые схемы и методы их расчета. Может быть использовано для выполнения контрольных работ. Для студентов, обучающихся по направлению подготовки: 13.03.02 – «Электроэнергетика и электротехника» дневного и заочного обучения.

© ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА
имени К.А. Тимирязева, 2016

© Издательство РГАУ-МСХА, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

1. Тепловая схема турбины с отборами пара	4
2. Основные расчетные формулы	6
3. Примеры	12
Приложения.....	25
Список литературы.....	32

1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБИНЫ С ОТБОРАМИ ПАРА

Тепловая схема паротурбинной установки является основным документом, который определяет ее структуру и связи между элементами. Тепловые схемы выполняют как на отдельную турбину рис. 1 или энергоблок, группу турбин работающих с одним давлением, так и для станции (ТЭЦ, КЭС) в целом.

Наиболее сложные тепловые схемы имеют паровые турбины, предназначенные работать, как в конденсационном режиме, так и в теплофикационном. Эти турбины имеют отборы пара на регенеративный подогрев питательной воды, теплофикационные и производственные нужды. В качестве примера разберем тепловую схему, приведенную на рис. 1. Из котельного агрегата «свежий» пар по трубопроводу подается в турбинный цех на стопорный клапан турбины. Запуск турбины начинается с подъема стопорного клапана, как правило, это производится гидроприводом.

Свежий пар, после стопорного клапана последовательно проходит регулирующий клапан (на рис. 1 не показан) и регулируемую ступень. На этой ступени происходит значительное понижение давления и температуры пара, что позволяет для изготовления лопаток последующих ступеней использовать более дешевые не жаропрочные стали. Всего турбина имеет 10 ступеней вместе с регулирующей ступенью. После 3-й, 5-й и 7-й ступени турбина имеет камеры для отбора пара.

Первый отбор (X_1 с P_1 и T_1) подается на подогреватели высокого давления 13 и 14. Образовавшийся конденсат, из верхнего подогревателя стекает в нижний, а из нижнего - опускается на вход питательного насоса. Подогреватели высокого давления устанавливают, как правило, на одной отметке с турбиной (+ 6...8м), а питательные насосы на нулевой отметке, это упрощает закачку конденсата в поток питательной воды.

Второй отбор пара a_2 (с P_2 и T_2) подается в нижнюю часть колонны деаэратора для подогрева питательной воды до кипения (на 3-5°C), в этом

состоянии вода быстрее отдает растворенные в ней O_2 и CO_2 . Деаэрированная вода собирается в аккумуляторе деаэратора, а оттуда питательным насосом подается через подогреватели высокого давления в котел.

Третий отбор пара a_3 (с P_3 и T_3) подается на подогреватели низкого давления 8 и 9, а образовавшийся в них конденсат отводится на вход конденсатного насоса. Большая часть пара из этого отбора в отопительный период отводится на сетевой подогреватель для обеспечения внешних потребителей тепловой энергией ($Q_{нт}$) и турбина работает в теплофикационном режиме. В летний период, когда $Q_{нт} = 0$ отбор пара a_3 в десятки раз сокращается, до необходимого на подогрев питательной воды.

Оставшийся в турбине пар, проходит последние три ступени и с параметрами P_k и T_k опускается в конденсатор, который установлен под турбиной на отметке (+ 2.. .4).

Перевод турбины в конденсационный режим, как правило, в летний период, позволяет увеличить выработку электрической энергии, так как в этом случае объем отборов пара минимальный, но потери энергии в конденсаторе максимальные. Работа турбины в теплофикационном режиме значительно экономичней, так как кроме электрической энергии потребителю отпускается теплота ($Q_{нт}$)»^{но} выработка электроэнергии сокращается

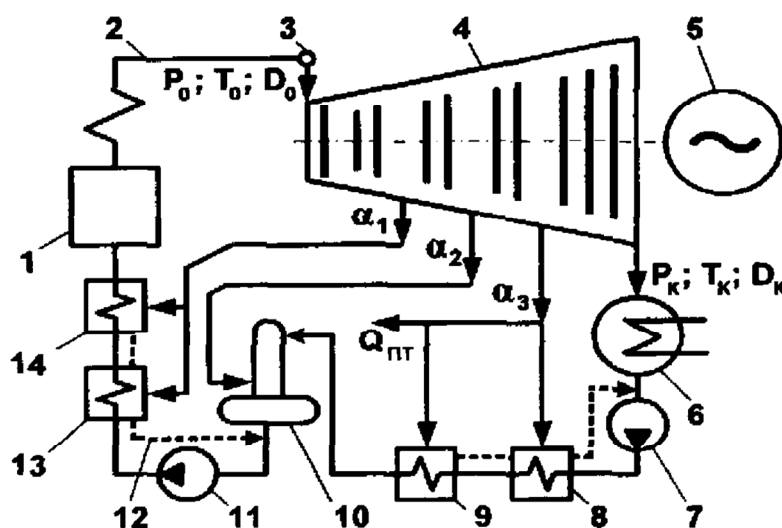


Рис. 1. Тепловая схема турбины с отборами пара: 1 - котельный агрегат; 2 - трубопровод «свежего» пара; 3 - стопорный клапан; 4 - турбина; 5 - электрогенератор; 6 - конденсатор; 7 и 11 - насосы, конденсатный и питательный; 8, 9, 13 и 14 - подогреватели питательной воды, соответственно, П1, П2, П3 и П4; 10 - деаэратор; 12 - отвод конденсата

2. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расход пара на турбину с отборами - D_T можно представить как сумму

$$D_T = D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_K, \text{ кг/с} \quad (2.1)$$

где D_1 , D_2 и D_3 - расход пара в отборах на регенеративный подогрев воды и обеспечения потребителя теплотой, кг/с; D_r - расход пара через выхлоп турбины в конденсатор, кг/с.

Следует заметить, что в теплофикационном режиме работы турбины, например, с условным регенеративным отбором рис. 2, расход пара через конденсатор должен быть не менее 10% расхода пара на турбине при ее работе в конденсационном режиме.

Расход пара в i -м отборе турбины - D_i удобно определять через его долю в расходе пара на турбину в целом

$$D_i = \alpha_i \cdot D_T, \text{ кг/с} \quad (2.2)$$

где α_i - доля расхода пара в отбор с i -м номером.

По тепловому балансу подогревателя при условии, что на выходе из подогревателя конденсат имеет температуру в состоянии насыщения, доля отбора определяется по формуле

$$\alpha_i = \frac{h_i^B - h_{(i-1)}^B}{h_i - h_i^B}, \quad (2.3)$$

где h_i^B - энтальпия конденсата в i -м подогревателе; h^B - энтальпия конденсата, поступающего из предыдущего подогревателя, а для подогревателя, стоящего первым от конденсатора, соответственно h_K^B ; h_i - энтальпия пара, поступающего в i -й подогреватель.

При работе турбины в теплофикационном режиме с электрической мощностью N_3 расход пара находится по формуле проф. В. И. Гриневецкого

$$D_T = D + \sum y_i D_i, \text{ кг/с} \quad (2.4)$$

где D - расход пара через турбину при условном чисто конденсационном режиме её работы с номинальной мощностью, но при процессе расширения пара в режиме с отбором (отборами) пара, кг/с; y_i - коэффициент недовыработки электроэнергии паром отбора поступающего в i -й подогреватель, ед.; D_i - расход пара из отбора турбины на регенеративный подогрев конденсата в i -м подогревателе, кг/с.

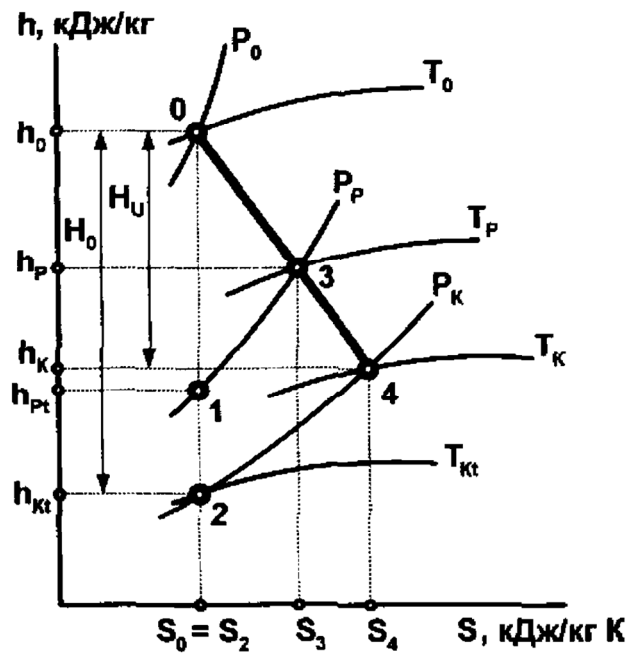


Рис. 2. Принципиальная h - S диаграмма расширения пара в турбине с условным регенеративным отбором 0-1-2 и 0-3-4 - изохронный и действительный процесс

Коэффициент недовыработки энергии паром i -го отбора - y_i , можно определить по одной из двух формул:

$$y_i = \frac{h_i - h_K}{h_0 - h_K} \quad (2.5)$$

$$y_i = \frac{h_i - h_K}{H_0 \cdot \eta_{oi}}, \quad (2.6)$$

где H_0 - располагаемый теплорезерв турбины, кДж/кг; h_K - энтальпия пара на выходе из турбины t], η_{oi} - внутренний относительный КПД турбины, ед.

Расход пара через турбину с отборами пара можно определить по одной из формул

$$D_T = D_K + \Sigma(D_i), \quad (2.7)$$

$$D_T = D + \Sigma(y_i \cdot D_i), \quad (2.8)$$

$$D_T = D + \Sigma(y_i \cdot \alpha_i \cdot D_T), \quad (2.9)$$

где D_K - расход пара через последнюю ступень турбины или её конденсатор, кг/с. Можно определить D_T через расход пара при работе турбины в конденсационном режиме по одной из формул:

$$D_T = \frac{D}{1 - \Sigma(y_i \cdot \alpha_i)}, \quad (2.10)$$

$$D_T = \frac{N_3}{(h_0 - h_{kt}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм} \cdot 1 - \Sigma(y_i \cdot \alpha_i)} \quad (2.11)$$

Таким образом, расход пара на турбину с отборами определяется через известное значение мощности N_3 и установленные расчетом a и y . Для определения a и y по приведенным выше формулам предварительно находим по [1] все энтальпии конденсата, проходящего подогрев при регенерации, а также энтальпии пара, используемого в термодинамическом процессе, как это описано выше, т.е. с учетом внутреннего относительного КПД турбины η_{oi} . Термический КПД цикла с регенерацией - η^p_t следует определять по формуле

$$\eta^p_t = \frac{(h_0 - h_{kt}) \cdot 1 - \Sigma(y_i \cdot \alpha_i)}{(h_0 - h_{пв})} \quad (2.12)$$

где $h_{пв}$ - энтальпия питательной воды перед котлом (прошедшей регенеративный подогрев). Интервал температур регенеративного подогрева при заданном P_k определяется как

$$\Delta t = t_{пв} - t_k. \quad (2.13)$$

Перед подачей на котел питательной воды её подогрев от t_k до $t_{пв}$ следует производить равномерно, что обеспечивает повышение работы ПТУ в целом. Среднее повышение температуры питательной воды на ступень подогрева (подогреватели низкого, среднего и высокого давления) - $\Delta t_{ст}$ определяется по формуле

$$\Delta t_{ст} = \frac{\Delta t}{n}, \quad (2.14)$$

где p - количество подогревателей в цикле, шт.

Эффективность использования отборов пара на технологические нужды и в первую очередь на регенеративный подогрев питательной воды зависит от многих факторов. При постоянном расходе пара увеличение отборов приводит к сокращению выработки электрической энергии. Для поддержания электрической выработки в этом случае необходимо увеличивать расход пара, подаваемого на стопорный клапан турбины, а увеличение расхода пара, как правило, приводит к дополнительным гидравлическим потерям и уменьшению величины T^{\wedge} -

На расход пара для регенерации влияет температура питательной воды и температура конденсата пара при P_k . Чем больше интервал температур регенеративного подогрева питательной воды, тем больше требуется расход пара в отборы. Увеличение числа отборов позволяет производить подогрев воды более равномерно и иметь меньший расход пара на турбину в целом в сравнении, если бы подогрев выполнялся паром из одного отбора. Увеличение числа отборов возможно за счет использования турбин более сложной конструкции и дополнительной установки подогревателей, что, несомненно, приводит к увеличению капитальных и эксплуатационных затрат и усложняет регулирование работы ПТУ.

На эффективность использования отборов и надежность работы ПТУ влияет тип подогревателей и повышение температуры в каждом из них. Чем меньше подогрев, тем надежней работа подогревателя, так как в этом случае сокращается линейное расширение его трубок и механические нагрузки в местах их заделки в щиты и достигается более высокий уровень герметичности заделки

Для повышения надежности работы ПТУ, особенно для подогрева деаэрированной воды используются только поверхностные подогреватели. Эти подогреватели имеют более сложную конструкцию, но исключают даже возможность заброса питательной воды в проточную часть турбины через канал отбора при резком изменении давления пара перед отбором (турбиной).

Дополнительно с ними следует устанавливать насосы для закачки конденсата в основной тракт питательной воды или каскадно спускать конденсат в ту часть трубопровода, где его давление больше чем питательной воды рис. 3,

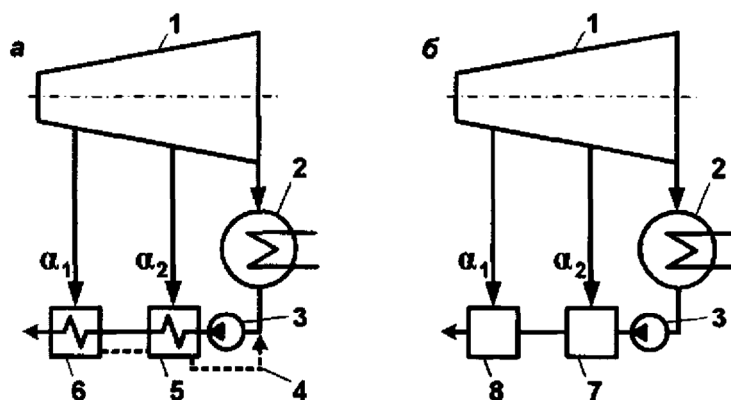


Рис. 3. Схемы подогрева питательной воды: а - с поверхностными подогревателями; б - со смешивающими подогревателями; 1 - турбина; 2 - конденсатор; 3 - конденсатный насос; 4 - отвод конденсата; 5 и 6 - поверхностные подогреватели П1 и П2; 7 и 8 - смешивающие подогреватели П1 и П2; α1 и α2 - регенеративные отборы пара

Подогреватели смешивающего типа, за исключением, деаэратора, имеют простую конструкцию, им не нужны насосы для закачки конденсата и они не требуют значительных эксплуатационных затрат. Однако, при резком снижении давления пара в отборе питательная вода из подогревателя через канал отбора может попасть в проточную часть турбины. Это, как правило, является причиной серьезной аварии на турбине (разрушаются частично две ступени - перед и за камерой отбора пара).

Следует заметить, что в деаэраторе, как правило, происходит незначительное повышение температуры питательной воды (примерно на 3-5°C). Для сокращения числа подогревателей низкого и среднего давления в отдельных случаях подогрев в деаэраторе может составлять 10-15°C, что отчасти снижает эффективность выделения из воды агрессивных газов.

Температура питательной воды на выходе из n-го подогревателя -1,, определяется по формуле

$$t_n = t_k + n \cdot \Delta t_{ст}, \quad (2.15)$$

где p - номер подогревателя питательной воды.

Следует отметить, что нумерация отборов пара производится, начиная с части высокого давления (ЦВД) в направлении выхлопа (конденсатора) турбины, а нумерация подогревателей питательной воды производится от конденсатора до котла (в обратном направлении см. тепловую схему рис. 1).

При нормальной работе паротурбинной установки температура питательной воды на выходе из подогревателя равна температуре конденсата греющего пара на выходе из того же подогревателя. В этом случае, давление пара в отбор следует определять по температуре его конденсата на линии насыщения. Например, по табл. П-1 и найденным температурам в подогревателях находим соответствующие им давления, а энтальпии конденсатов отборного пара могут быть определены по таблицам или по формуле

$$h_{ki}^B = C_p \cdot t_i, \quad (2.16)$$

где C_p - изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С). h_{ki}^{B*} и t_i - энтальпия и температура конденсата пара i -го отбора на выходе из подогревателя, °С.

При температуре конденсата в пределах 6-23°С можно принять $C_p = 4,19$ кДж/(кг·°С) в этом случае погрешность определения энтальпии конденсата не превышает 1%. В действительности удельная массовая теплоемкость воды не является константой ($C_p \neq \text{const}$) и с увеличением температуры она изменяется неравномерно, поэтому для уменьшения погрешности расчетов следует пользоваться таблицами, например, [1]

3. ПРИМЕРЫ

Задача 1. Определить расход пара и термический КПД паротурбинной электростанции мощностью $N_e = 12$ МВт с начальными параметрами пара $p_0 = 3,5$ МПа; $t_0 = 4350$ С; давление в конденсаторе $p_k = 5$ кПа; внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi} = 0,82$; электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,92$.

РЕШЕНИЕ.

Расход пара в паровой турбине связан с мощностью

$$N_e = D(h_0 - h_{ks})\eta_{oi}\eta_{эм}, \quad (1.1)$$

где N_e - электрическая мощность турбогенератора, кВт; D — расход пара на турбину при работе без отборов, кг/с; h_0, h_{ks} — энтальпия пара соответственно в начальной точке (перед турбиной) и в конце изоэнтропного расширения (в конденсаторе), кДж/кг.

По заданным начальным и конечным параметрам p_0, t_0, p_k можно определить значения h_0 и h_{ks} либо аналитически с помощью термодинамических функций, либо по таблицам и диаграммам водяного пара. Последний метод для решения простых прикладных задач требует меньших затрат времени. При решении задачи применен метод с использованием таблиц и диаграмм. На рис. 1 показан процесс расширения пара в h, s -диаграмме водяного пара. Точку 0 находят в поле диаграммы на пересечении начальной изобары p_0 и начальной изотермы t_0 (заданы в условиях задачи). В точке 0 определяют начальную энтальпию $h_0 = 3303$ кДж/кг и энтропию $s_0 = 6,9589$ кДж/кг К. От точки 0 строят изоэнтропный процесс расширения пара в проточной части турбины ($s_0 = \text{const}$) до пересечения с конечной изобарой p_k . В точке пересечения определяют $h_{ks} = 2124$ кДж/кг — энтальпию пара в конце расширения. На рис. 1.1 так же показан действительный процесс расширения

пара с учетом потерь, характеризуемых КПД η_{oi} . Для построения действительного процесса находят конечную энтальпию.

$$h_k = h_0 - (h_0 - h_{ks})\eta_{oi} = 3303 - (3303 - 2124) \cdot 0,82 = 2336 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении изобары p_k и энтальпии h_k , находят конечную точку процесса K и соединяют ее с начальной точкой O . Зная энтальпию h_0 и h_{ks} , по заданной мощности N_Σ находят расход пара на турбогенератор, используя формулу (1.1):

$$D = \frac{N_\Sigma}{(h_0 - h_{ks})\eta_{oi}\eta_{эм}} = \frac{12 \cdot 10^3}{(3303 - 2124) \cdot 0,82 \cdot 0,92} = 13,49 \text{ кг/с}$$

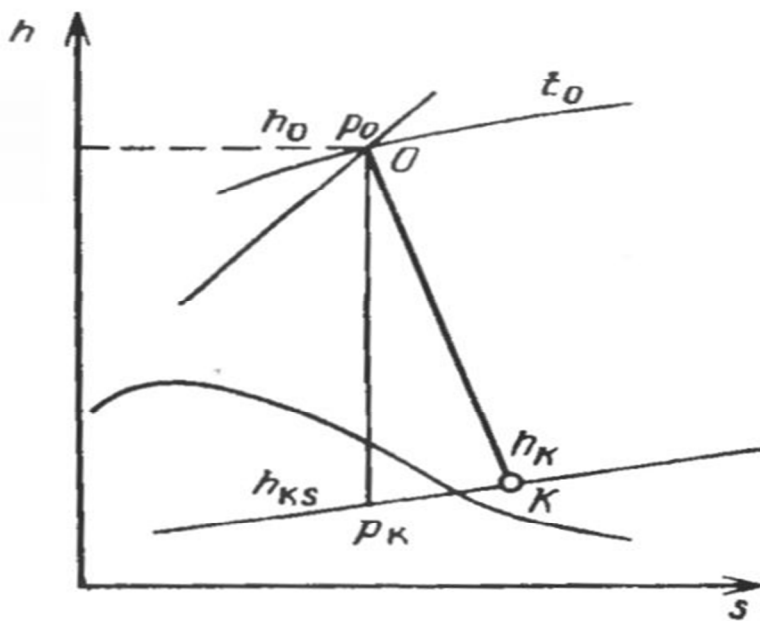


Рис.1.1. Процесс расширения пара

Для определения термического КПД цикла без учета работы питательного насоса необходимо определить энтальпию конденсата на выходе из конденсатора паровой турбины h'_k . Если считать, что конденсат в конденсаторе не переохлаждается, то значение энтальпии жидкости $h'_k = h_{ж}$ находят по давлению в конденсаторе p_k , пользуясь таблицами свойств

водяного пара при $p_k = 5$ КПа $h'_k = 137,8$ кДж/кг. Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{ks}}{h_0 - h'_k} = \frac{3303 - 2124}{3303 - 137,8} = 0,3372$$

Задача 2. Паротурбинная установка ТЭС мощностью $N_э = 12$ МВт с начальными параметрами пара $p_0 = 3,5$ МПа и $t_0 = 435^\circ\text{C}$ работает с давлением в конденсаторе $p_k = 5$ кПа; $\eta_{oi} = 0,82$; $\eta_{эм} = 0,92$. Как изменится расход пара на турбину и термический КПД цикла, если будет применен регенеративный подогрев питательной воды паром из отбора турбины $p_{отб} = 0,1$ МПа в смешивающем подогревателе до $t_{пв} = 100^\circ\text{C}$. Тепловая схема ПТУ приведена на рис. 4.

РЕШЕНИЕ

Работа ПТУ без отборов пара характеризуется параметрами, которые установлены при решении задачи: $h_0 = 3303,32$ кДж/кг; $s_0 = 6,9586$ кДж/кг К; $h_{kt} = 2120,79$ кДж/кг; $t_{k,} = 32,91^\circ\text{C}$; $H_0 = 1\,182,53$ кДж/кг; $h_k = 2333,65$ кДж/кг; $D = 13,45$ кг/с = 48,42 т/ч; $h_k^B = 137,77$ кДж/кг; $\eta_t = 0,374$.

1. По таблицам воды и водяного пара находим энтальпию питательной воды при $t_{пв} = 100^\circ\text{C}$

$$h_{пв} = 418,72 \text{ кДж/кг}$$

2. По $h - s$ диаграмме на изобаре $p_k = 100$ кПа наносим точку 1, в которой $S_1 = S_0 = 6,9586$ кДж/кг К.

3. По $h - s$ диаграмме для точки 1 определяем энтальпию пара регенеративного отбора

$$h_{pt} = 2526,71 \text{ кДж/кг}$$

4. Располагаемый теплоперепад регенеративного отбора

$$\begin{aligned} H_p &= h_0 - h_{pt} = \\ &= 3303,32 - 2526,71 = 776,61 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

5. Действительная энтальпия пара регенеративного отбора

$$h_p = h_{pt} + H_p \cdot (1 - \eta_{oj}) =$$

$$= 2526,71 + 776,61 \cdot (1 - 0,82) = 2666,50 \text{ кДж/кг}$$

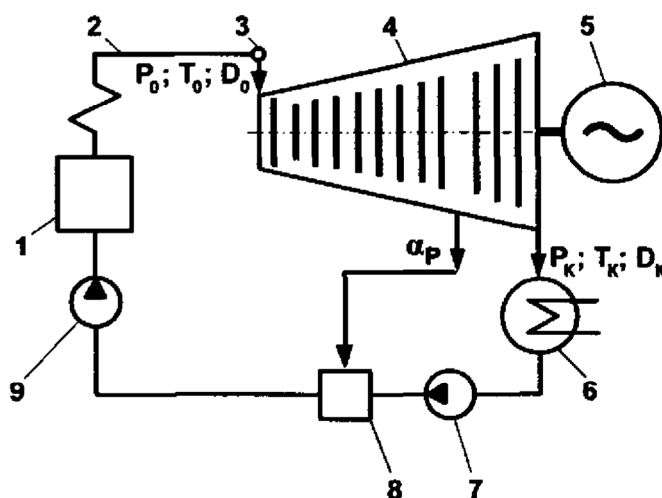


Рис. 4. Тепловая схема ПТУ с одним подогревателем питательной воды смешивающего типа I - котельный агрегат; 2 - паропровод; 3 - стопорный клапан; 4 - турбина; 5 - электрогенератор; 6 - конденсатор; 7 - конденсатный насос; 8 - подогреватель; 9 - питательный насос

6. Доля регенеративного отбора пара

$$\alpha_p = \frac{(h_{пв} - h_K^B)}{(h_p - h_K^B)} = \frac{(418,72 - 137,77)}{(2666,50 - 137,77)} = 0,1111$$

7. Коэффициент недовыработки энергии паром регенеративного отбора

$$y_p = \frac{(h_p - h_K)}{(h_0 - h_K)} = \frac{(2666,50 - 2333,65)}{(3303,32 - 2333,65)} = 0,3433$$

8. Расход пара на турбину с регенеративным отбором

$$D_T = \frac{D}{1 - \alpha_p \cdot y_p} =$$

$$= \frac{13,45}{1 - 0,1111 \cdot 0,3433} = 13,98 \text{ кг/с} = 50,34 \text{ т/ч}$$

9. Относительное повышение расхода пара через турбину с регенеративным отбором

$$\frac{D_T - D}{D} = \frac{13,98 - 13,45}{13,45} = 0,0394 = 3,94\%$$

10. Термический КПД цикла ПТУ с регенеративным отбором

$$\eta_t^P = \frac{H_0 \cdot (1 - \alpha_{P \cdot y_P})}{h_0 - h_{ПВ}} = \frac{1182,53 \cdot (1 - 0,1111 \cdot 0,3433)}{(3303,32 - 418,72)} = 0,3943$$

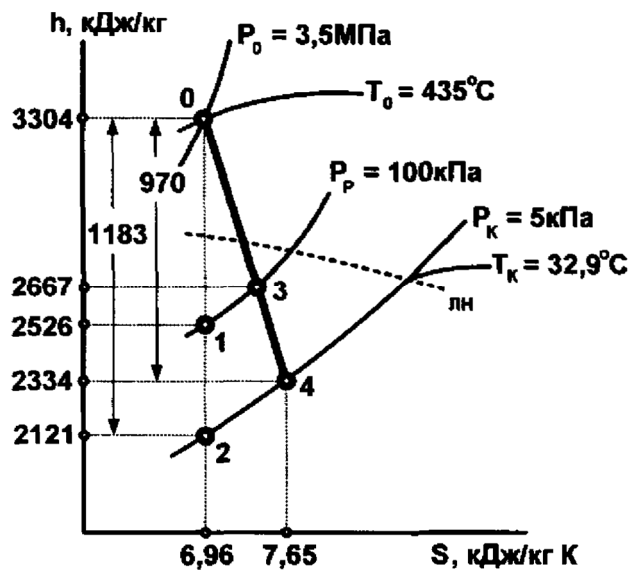


Рис. 5. Упрощенная h-S диаграмма расширения пара в турбине с регенеративным отбором: 0-1-2 - идеальный цикл; 0-3-4 - действительный цикл

11. Относительное повышение термического КПД турбины с регенеративным отбором

$$\frac{(\eta_t^P - \eta_t)}{\eta_t} = \frac{(0,3943 - 0,3740)}{0,3740} = 0,05428 = 5,428\%$$

Задача 3. Определить расход пара и термический КПД паротурбинной установки, работающей с параметрами пара: $P_0 = 4$ МПа; $t_0 = 450^\circ\text{C}$; $P_K = 4$ кПа. В ПТУ регенеративный подогрев конденсата производится в трех смешивающих подогревателях до температуры питательной воды $t_{ПВ} = 150^\circ\text{C}$; $t_{|0} = 0,85$; $t_{|ЭМ} = 0,93$; $N_3 \sim 25$ МВт. Решить двумя способами. Тепловая схема ПТУ приведена на рис. 6.

РЕШЕНИЕ

Способ №1 - с условным регенеративным отбором.

1. По h - s диаграмме, $P_0 = 4$ МПа и $t_0 = 450^\circ\text{C}$ определяем энтальпию и энтропию в точке 0

$$h_0 = 3330,67 \text{ кДж/кг} \text{ и } S_0 = 6,9377 \text{ кДж/кг К.}$$

2 По $h - s$ диаграмме на изобаре $P_k = 4$ кПа наносим точку 1, в которой $S_i = S_0 = 6,9377$ кДж/кг К

3 По $h - s$ диаграмме для точки 1 определяем энтальпию и температуру пара на линии насыщения

$$h_{k1} = 2089,31 \text{ кДж/кг и } t_{k1} = 29,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. Определяем располагаемый теплоперепад турбины

$$H_0 = h_0 - h_{k1} = 3330,67 - 2089,31 = 1241,36 \text{ кДж/кг}$$

5. Конечная энтальпия для реального процесса расширения пара с учетом потерь энергии на трение

$$\begin{aligned} h_k &= (1 - \eta_{oi}) \cdot H_0 + h_{k1} = \\ &= (1 - 0,85) 1241,36 + 2089,31 = 2275,51 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

6. Расход пара для работы турбины в конденсационном режиме с нагрузкой $N_g = 25$ МВт

$$\begin{aligned} D &= \frac{N}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{эм}} = \\ &= \frac{25000}{1241,36 \cdot 0,85 \cdot 0,93} = 25,48 \text{ кг/с или } 91,72 \text{ т/ч} \end{aligned}$$

7. Расход конденсата и питательной воды

$$h^B_k = 121,70 \text{ кДж/кг и } h_{пв} = 631,93 \text{ кДж/кг}$$

8. Температура конденсата условного регенеративного отбора

$$t^B_p = 0,5 \cdot (t_k + t_{пв}) = 0,5 \cdot (29 + 150) = 89,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

9. Давление пара условного регенеративного отбора определяем по t^B_n на линии насыщения

$$P_p = 0,688 \text{ ата}$$

10. По $h - s$ диаграмме определяем энтальпию пара условного

$$h_{pt} = 2460,95 \text{ кДж/кг}$$

11. Располагаемый теплоперепад условного регенеративного отбора пара

$$H_p = h_0 - h_{pt} = 3330,67 - 2460,95 = 869,72 \text{ кДж/кг}$$

12. Действительная энтальпия пара условного регенеративного отбора

$$h_p = h_{pt} + H_p \cdot (1 - \eta_{oj}) = \\ = 2460,95 + 869,72 \cdot (1 - 0,85) = 2591,41 \text{ кДж/кг}$$

13. Доля условного регенеративного отбора пара

$$\alpha_p = \frac{(h_{пв} - h_K^B)}{(h_p - h_K^B)} = \frac{(631,93 - 121,70)}{(2591,41 - 121,70)} = 0,2066$$

14. Коэффициент недовыработки энергии паром условного регенеративного отбора

$$y_p = \frac{(h_p - h_K)}{(h_0 - h_K)} = \frac{(2591,41 - 2275,51)}{(3303,32 - 2275,51)} = 0,2994$$

15. Расход пара на турбину с регенеративным отбором

$$D_T = \frac{D}{1 - \alpha_p \cdot y_p} = \frac{25,48}{0,2066 \cdot 0,2994} = 27,16 \text{ кг/с} = 97,78 \text{ т/ч}$$

16. Термический КПД цикла ПТУ с условным регенеративным отбором

$$\eta_t^p = \frac{H_0 \cdot (1 - \alpha_p \cdot y_p)}{h_0 - h_{пв}} = \\ = \frac{11241,36 \cdot (1 - 0,2066 \cdot 0,2994)}{(3330,67 - 631,93)} = 0,4315$$

Способ № 2 – с тремя действительными отборами пара на регенеративный подогрев питательной воды Результаты по п. 1-7

8. Интервал температур подогрева питательной воды

$$\Delta t = t_{пв} - t_K = 150 - 29 = 121 \text{ }^\circ\text{C}.$$

9. Среднее повышение температуры питательной воды в каждой ступени подогрева

$$\Delta t_{ст} = \frac{\Delta t}{n} = \frac{121}{3} = 40,33 \text{ }^\circ\text{C}$$

10. Определяем температуры конденсата пара на выходе из подогревателей

$$t_{K1} = t_K + \Delta t_{CT} = 29 + 40,33 = 69,33 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{K2} = t_{K1} + \Delta t_{CT} = 69,33 + 40,33 = 109,66 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{K3} = t_{BII} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

11. По табл. П-1 определяем для p_{pi} , t_o и t_n^B давление пара в регенеративных отборах и энтальпию конденсата

$$P_{P1} = 0,303 \text{ ата; } h^B_{P1} = 290,33 \text{ кДж/кг;}$$

$$P_{P2} = 1,416 \text{ ата; } h^B_{P2} = 459,46 \text{ кДж/кг;}$$

$$P_{ПВ} = 4,756 \text{ ата; } h^B_{P3} = 631,93 \text{ кДж/кг.}$$

12. Определяем энтальпию пара регенеративных отборов при изоэнтропном расширении ($S_0 = 6,9377 \text{ кДж/кг К}$)

$$h_{P1t} = 2341,76 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{P2t} = 2575,00 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{P3t} = 2789,68 \text{ кДж/кг.}$$

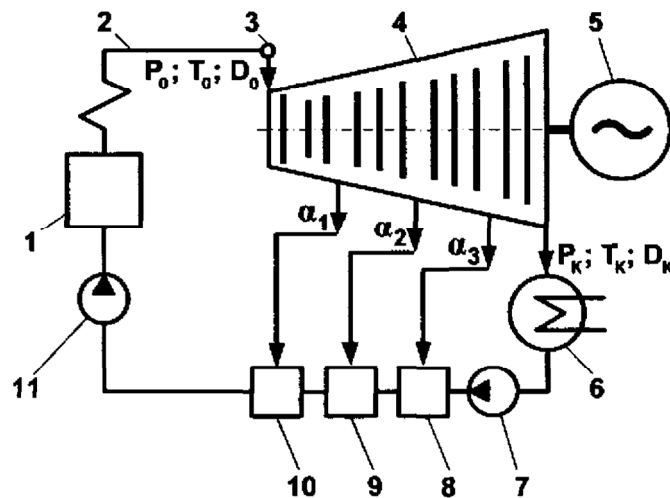


Рис. 6. Тепловая схема ПТУ с тремя подогревателями питательной воды смешивающего типа 1 - котельный агрегат; 2 - паропровод; 3 - стопорный клапан; 4 - турбина; 5 - электрогенератор; 6 - конденсатор; 7 - конденсатный насос; 8, 9 и 10 - подогреватели; 9 - питательный насос; а₁ и а₂ - регенеративные отборы пара, 1-й, 2-й и 3-й

13. Определяем располагаемые теплоперепады регенеративных отборов пара при изоэнтропном расширении

$$H_{P1} = h_0 - h_{P1t} = 3330,67 - 2341,76 = 988,91 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{P2} = h_0 - h_{P2t} = 3330,67 - 2575,00 = 755,67 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{P3} = h_0 - h_{P3t} = 3330,67 - 2789,68 = 540,99 \text{ кДж/кг}.$$

14. Действительная энтальпия пара регенеративных отборов

$$\begin{aligned} h_{pi} &= h_{pi_t} + (1 - r_{oi}) H_{pi} = \\ &= 2341,76 + (1 - 0,85) \cdot 988,91 = 2490,10 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{p2} &= h_{p2t} + (1 - \text{Ло.}) H_{p2} = \\ &= 2575,00 + (1 - 0,85) \cdot 755,67 = 2688,35 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{p3} &= h_{p3t} + (1 - \text{ЛоО}) H_{p3} = \\ &= 2789,68 + (1 - 0,85) \cdot 540,99 = 2870,83 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

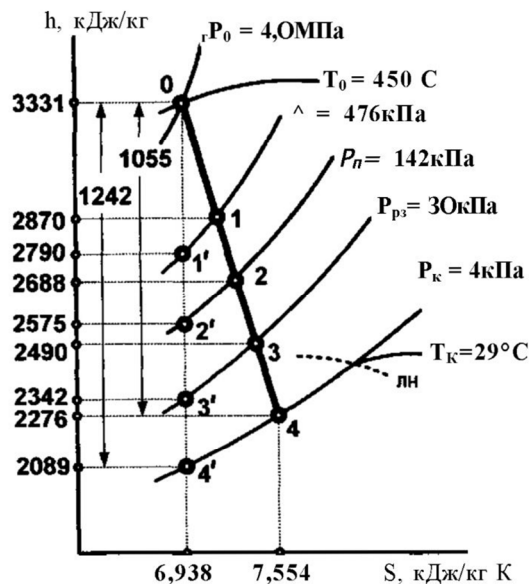


Рис. 5. Упрощенная h-S диаграмма расширения пара в турбине с тремя регенеративными отборами: 0-1'-2-3'-4' - идеальный цикл расширения пара; 0-1-2-3-4 - действительный цикл

15. Определяем доли регенеративных отборов пара

$$\begin{aligned} & \frac{(h_{p1} - h_{p1t})}{(h_{p1} - h_{p1t})} = \frac{(290,33 - 121,70)}{(290,33 - 121,70)} \\ \text{и} & \frac{(h_{p2} - h_{p1t})}{(h_{p2} - h_{p1t})} = \frac{(2490,10 - 290,33)}{(2490,10 - 290,33)} \\ \text{а п 2} & \frac{(h_{p3} - h_{p1t})}{(h_{p2} - h_{p1t})} = \frac{(459,46 - 290,33)}{(2688,35 - 290,33)} \\ \text{р 3} & \frac{(h_{p3} - h_{p1t})}{(h_{p3} - h_{p1t})} = \frac{(631,93 - 459,46)}{(2870,8 - 631,93)} \end{aligned}$$

16. Определяем коэффициенты недовыработки энергии паром регенеративных отборов

$$y_{in} = \frac{(h_{p1} - h_K)}{(h_0 - b_{K}^{ИД})} = \frac{(2490,10 - 2275,51)}{(3330,67 - 2275,51)} = 0,2034$$

$$y_{p2} = \frac{(h_{p2} - b_K)}{(h_0 - b_K^u)} = \frac{;}{(3330,67 - 2275,51)} = 0,3913$$

$$y_{p3} = \frac{(h_{p3} - h_K)}{(h_q - b_K)} = \frac{(2870,83 - 2275,51)}{(3330,67 - 2275,51)}$$

17. Расход пара на турбину с действительными регенеративными отборами пара

$$D = \frac{D}{1 - Z(a_{pi} - y_{pi})}$$

$$= \frac{25,48}{1 - (0,0767 \cdot 0,2034 + 0,0759 \cdot 0,3913 + 0,0770 \cdot 0,5642)}$$

$$= 27,96 \text{ кг/с} = 100,66 \text{ т/ч}$$

18. Термический КПД цикла ПТУ с действительными регенеративными отборами

$$\eta = \frac{P}{H_0 - [1 - S(a_{pi} y_{pi})]} = \frac{1241,36}{h_0 - h_{пв}}$$

$$= \frac{1241,36}{h_0 - h_{пв}} \cdot [1 - (0,0767 \cdot 0,2034 + 0,0759 \cdot 0,3913 + 0,0770 \cdot 0,5642)] = 0,4192$$

19. Определяем погрешность расчетов по расходу пара и термическому КПД

$$\Delta_D = \frac{D_{T2}}{D_{T1}} - 1 = \frac{27,96}{27,16} - 1 = 0,0295 \text{ или } 2,95\%$$

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{t1}^P}{\eta_{t2}^P} - 1 = \frac{0,4315}{0,4192} - 1 = 0,0293 \text{ или } 2,93\%$$

Полученный результат позволяет сделать вывод, что предварительные расчеты расхода пара на турбину с отборами и термический КПД цикла можно выполнять по условному отбору, а окончательный расчет следует

выполнять по реальным отборам пара, так как погрешность первого способа превышает 2%.

ПРИМЕР П-2.3

Определить расход пара на турбину и термический КПД цикла по условиям задачи П-1., если будет применен регенеративный подогрев питательной воды паром из отбора турбины $P_{отб} = 0,1$ МПа в смешивающем подогревателе до $t_{пп} = 100$ °С.

Работа ПТУ без отборов пара характеризуется параметрами, которые установлены при решении задачи П-1.1 [лаб. № 1] и П-2.1 [лаб. № 2]. $h_0 = 3303,32$ кДж/кг; $S_0 = 6,9586$ кДж/кг К; $h_{кл} = 2120,79$ кДж/кг; $t_{кт} = 32,91$ °С; $h_o = 1182,53$ кДж/кг; $h_K = 2333,65$ кДж/кг; $h_{им} = 418,72$ кДж/кг

1. По $h-s$ диаграмме определяем энтальпию пара отбора

$$h_{pt} = 2641,10 \text{ кДж/кг}$$

2. Располагаемый теплоперепад регенеративного отбора

$$H_p = h_0 - h_{pt} = 3303,32 - 2641,10 = 662,22 \text{ кДж/кг}$$

3. Действительная энтальпия пара регенеративного отбора

$$h_p = h_0 - H_p \cdot \eta_{oj} = 3303,32 - 662,22 \cdot 0,82 = 2759,30 \text{ кДж/кг}$$

4. Доля регенеративного отбора пара

$$\alpha_p = \frac{(h_{пв} - h_K^B)}{(h_p - h_K^B)} = \frac{(418,72 - 137,77)}{(2759,30 - 137,77)} = 0,1072$$

5. Определяем по табл. [I] энтальпию конденсата отбора

$$h_p^B = 417 \text{ кДж/кг}$$

6. Коэффициент недовыработки энергии паром отбора

$$y_p = \frac{(h_p - h_K)}{(h_0 - h_K)} = \frac{(2759,30 - 2333,65)}{(3303,32 - 2333,65)} = 0,4394$$

7. Расход пара на турбину с регенеративным отбором
8. Определяем долю отбора в смешивающий подогреватель

$$\alpha^{CM} = \frac{h_P^B - h_K^B}{h_P - h_P^B} = \frac{417 - 120}{2781 - 417} = 0,1256$$

9. Определяем долю отбора пара в конденсатор (I приближение)

$$\alpha_K = 1 - \alpha^{CM} = 1 - 0,1256 = 0,8744$$

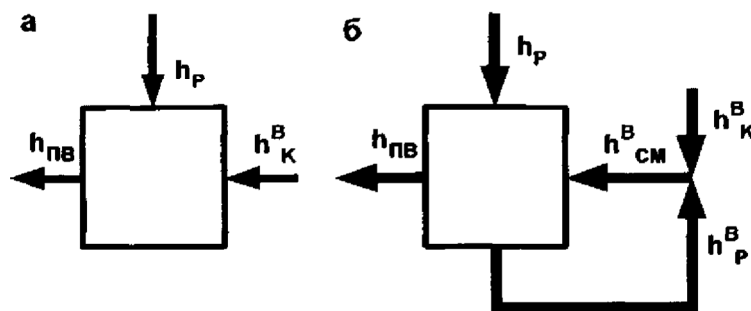


Рис. 6. Тепловые схемы подогревателей а - смешивающего, б – поверхностного

10. Определяем энтальпию смеси конденсата из подогревателя и конденсатора

$$\begin{aligned} h_{см}^B &= \alpha_K \cdot h_K^B + \alpha^{CM} \cdot h_P^B = \\ &= 0,8744 \cdot 120 + 0,1256 \cdot 417 = 157,3 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

11. Определяем долю отбора в поверхностный подогреватель

$$\alpha^{ПОВ} = \frac{h_P^B - h_{см}^B}{h_P - h_P^B} = \frac{417 - 157}{2781 - 417} = 0,1100$$

12. Определяем долю отбора пара в конденсатор (2 приближение)

$$\alpha_K = 1 - \alpha^{ПОВ} = 1 - 0,1100 = 0,8900$$

13. Определяем энтальпию смеси конденсата из подогревателя и конденсатора

$$\begin{aligned} h_{см}^B &= \alpha_K \cdot h_K^B + \alpha^{ПОВ} \cdot h_P^B = \\ &= 0,89 \cdot 120 + 0,11 \cdot 417 = 152,7 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

14. Определяем долю отбора в поверхностный подогреватель

$$\alpha^{\text{пов}} = \frac{h_P^B - h_{\text{см}}^B}{h_P - h_P^B} = \frac{417 - 153}{2781 - 417} = 0,1117$$

15. Определяем долю отбора пара в конденсатор (3 приближение)

$$\alpha_K = 1 - \alpha^{\text{пов}} = 1 - 0,1117 = 0,8883$$

16. Определяем энтальпию смеси конденсата из подогревателя и конденсатора

$$\begin{aligned} h_{\text{см}}^B &= \alpha_K \cdot h_K^B + \alpha^{\text{пов}} \cdot h_P^B = \\ &= 0,8883 \cdot 120 + 0,1117 \cdot 417 = 153,2 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

17. Определяем долю отбора в поверхностный подогреватель

$$\alpha^{\text{пов}} = \frac{h_P^B - h_{\text{см}}^B}{h_P - h_P^B} = \frac{417 - 153,2}{2781 - 417} = 0,1116$$

18. Изменение доли регенеративного отбора пара при замене смешивающего подогревателя на поверхностный

$$\frac{\alpha^{\text{см}}}{\alpha^{\text{пов}}} = \frac{0,1256}{0,1116} = 1,1254$$

19. Определяем относительную погрешность результата расчетов

$$\begin{aligned} \Delta_a &= \frac{\alpha^{\text{пов } 2} - \alpha^{\text{пов } 3}}{\alpha^{\text{пов } 3}} = \\ &= \frac{0,1117 - 0,1116}{0,1116} = 0,0009 = 0,09\% \end{aligned}$$

Таблица 1

Свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения по давлению

Р, бар	t, °С	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	S', кДж/кг К	S'', кДж/кг К
0,01	6,982	29,33	2513,8	0,1060	8,9756
0,02	17,511	73,45	2533,2	0,2606	8,7236
0,03	24,098	101,00	2545,2	0,3543	8,5776
0,04	28,981	121,41	2554,1	0,4224	8,4747
0,05	32,908	137,77	2561,2	0,4762	8,3952
0,06	36,180	151,50	2567,1	0,5209	8,3305
0,07	39,020	163,38	2572,2	0,5591	8,2760
0,08	41,53	173,87	2576,7	0,5926	8,2289
0,09	43,79	183,28	2580,8	0,6224	8,1875
0,10	45,83	191,84	2584,4	0,6493	8,1505
0,15	54,00	225,98	2598,9	0,7549	8,0089
0,20	60,09	251,46	2609,6	0,8321	7,9092
0,25	64,99	271,99	2618,1	0,8932	7,8321
0,30	69,12	289,31	2625,3	0,9441	7,7695
0,40	75,89	317,65	2636,8	1,0261	7,6711
0,50	81,35	340,57	2646,0	1,0912	7,5951
0,60	85,95	359,93	2653,6	1,1454	7,5332
0,70	89,96	376,77	2660,2	1,1921	7,4811
0,80	93,51	391,72	2666,0	1,2330	7,4360
0,90	96,71	405,21	2671,1	1,2696	7,3963
1,00	99,63	417,51	2675,7	1,3027	7,3608
1,50	111,37	467,13	2693,9	1,4336	7,2248
2,00	120,23	504,70	2706,9	1,5301	7,1286
2,50	127,43	535,40	2717,2	1,6072	7,0540
3,00	133,54	561,40	2725,5	1,6717	6,9930
3,50	138,88	584,30	2732,5	1,7273	6,9414
4,00	143,62	604,70	2738,5	1,7764	6,8966
4,50	147,92	623,20	2743,8	1,8204	6,8570
5,00	151,85	640,10	2748,5	1,8604	6,8215
6,00	158,84	670,40	2756,4	1,9308	6,7598
7,00	164,96	697,10	2762,9	1,9918	6,7074
8,00	170,42	720,90	2768,4	2,0457	6,6618
9,00	175,36	742,60	2773,0	2,0941	6,6212
10,0	179,88	762,60	2777,0	2,1382	6,5847
12	187,96	798,4	2783,4	2,2160	6,5210
14	195,04	830,1	2788,4	2,2836	6,4665
16	201,37	858,6	2792,2	2,3436	6,4187

Свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения по давлению

Р, бар	t, °С	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	S', кДж/кг К	S'', кДж/кг К
18	207,10	884,6	2795,1	2,3976	6,3759
20	212,37	908,6	2797,4	2,4468	6,3373
23	219,54	941,6	2799,8	2,5136	6,2851
26	226,03	971,7	2801,2	2,5736	6,2386
29	231,96	999,5	2801,8	2,6283	6,1964
32	237,44	1025,5	2801,8	2,6786	6,1577
35	242,54	1049,8	2801,3	2,7253	6,1218
40	250,33	1087,5	2799,4	2,7967	6,0670
45	257,41	1122,2	2796,5	2,8614	6,0171
50	263,92	1154,6	2792,8	2,9209	5,9712
55	269,94	1185,1	2788,4	2,9761	5,9282
60	275,56	1213,9	2783,3	3,0277	5,8878
65	280,83	1241,4	2777,6	3,0764	5,8494
70	285,80	1267,2	2771,4	3,1225	5,8126
80	294,98	1317,5	2757,5	3,2083	5,7430
90	303,31	1364,2	2741,8	3,2875	5,6773
100	310,96	1408,6	2724,4	3,3616	5,6143
110	318,04	1451,2	2705,4	3,4316	5,5531
120	324,64	1492,6	2684,8	3,4986	5,4930
130	330,81	1533,0	2662,4	3,5633	5,4333
140	336,63	1572,8	2638,3	3,6262	5,3737
150	342,12	1612,2	2611,6	3,6877	5,3122
160	347,32	1651,5	2582,7	3,7486	5,2496
170	352,26	1691,6	2550,8	3,8103	5,1841
180	356,96	1733,4	2514,4	3,8739	5,1135
190	361,44	1778,2	2470,1	3,9417	5,0321
200	365,71	1828,8	2413,8	4,0181	4,9338
210	369,79	1892,2	2340,2	4,1137	4,8106
220	373,68	2007,7	2192,5	4,2891	4,5748
221,15	374,12	2095,2	2095,2	4,4237	4,4237

h' и h'' - энтальпия воды и пара; S' и S'' - энтропия воды и пара

Таблица 2

Свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения по температуре

t, °C	P, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	S', кДж/кг К	S'', кДж/кг К
0	0,006108	-0,04	2501,0	- 0,0002	9,1565
1	0,006566	4,17	2502,8	0,0152	9,1298
2	0,007054	8,39	2504,7	0,0306	9,1035
3	0,007575	12,60	2506,5	0,0459	9,0773
4	0,008129	16,80	2508,3	0,0611	9,0514
5	0,008718	21,01	2510,2	0,0762	9,0258
6	0,009346	25,21	2512,0	0,0913	9,0003
7	0,010012	29,41	2513,9	0,1063	8,9751
8	0,010721	33,60	2515,7	0,1213	8,9501
9	0,011473	37,80	2517,5	0,1362	8,9254
10	0,012271	41,99	2519,4	0,1510	8,9009
11	0,013118	46,19	2521,2	0,1658	8,8766
12	0,014015	50,38	2523,0	0,1805	8,8525
13	0,014967	54,57	2524,9	0,1952	8,8286
14	0,015974	58,75	2526,7	0,2098	8,8050
15	0,017041	62,94	2528,6	0,2243	8,7815
16	0,018170	67,13	2530,4	0,2388	8,7583
17	0,019364	71,31	2532,2	0,2533	8,7353
18	0,020626	75,50	2534,0	0,2677	8,7125
19	0,021960	79,68	2535,9	0,2820	8,6898
20	0,023368	83,86	2537,7	0,2963	8,6674
21	0,024855	88,04	2539,5	0,3105	8,6452
22	0,026424	92,22	2541,4	0,3247	8,6232
23	0,028079	96,41	2543,2	0,3389	8,6014
24	0,029824	100,59	2545,0	0,3530	8,5797
25	0,031663	104,77	2546,8	0,3670	8,5583
26	0,033600	108,95	2548,6	0,3810	8,5370
27	0,035639	113,13	2550,4	0,3949	8,5159
28	0,037785	117,31	2552,3	0,4088	8,4950
29	0,040043	121,48	2554,1	0,4227	8,4743
30	0,042417	125,66	2555,9	0,4365	8,4537
32	0,047536	134,02	2559,5	0,4640	8,4132
34	0,053182	142,38	2563,2	0,4913	8,3733
36	0,059401	150,74	2566,8	0,5184	8,3341
38	0,066240	159,09	2570,4	0,5453	8,2955
40	0,073749	167,45	2574,0	0,5721	8,2576
42	0,081983	175,81	2577,6	0,5987	8,2203
44	0,090998	184,17	2581,1	0,6252	8,1836
46	0,100854	192,53	2584,7	0,6514	8,1475

Свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения по температуре

t, °C	P, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	S', кДж/кг К	S'', кДж/кг К
48	0,111610	200,89	2588,3	0,6776	8,1121
50	0,123350	209,26	2591,8	0,7035	8,0771
55	0,15740	230,17	2600,7	0,7677	7,9922
60	0,19919	251,09	2609,5	0,8310	7,9106
65	0,25008	272,02	2618,2	0,8933	7,8320
70	0,31161	292,97	2626,8	0,9548	7,7565
75	0,38548	313,94	2635,3	1,0154	7,6837
80	0,47359	334,92	2643,8	1,0752	7,6135
85	0,57803	355,92	2652,1	1,1343	7,5459
90	0,70108	376,94	2660,3	1,1925	7,4805
95	0,84525	397,99	2668,4	1,2500	7,4174
100	1,01325	419,06	2676,3	1,3069	7,3564
110	1,4326	461,32	2691,8	1,4185	7,2402
120	1,9854	503,70	2706,6	1,5276	7,1310
130	2,7012	546,30	2720,7	1,6344	7,0281
140	3,6136	589,10	2734,0	1,7390	6,9307
150	4,7597	632,20	2746,3	1,8416	6,8381
160	6,1804	675,50	2757,7	1,9425	6,7498
170	7,9202	719,10	2768,0	2,0416	6,6652
180	10,027	763,10	2777,1	2,1393	6,5838
190	12,552	807,50	2784,9	2,2356	6,5052
200	15,551	852,40	2791,4	2,3307	6,4289
220	23,201	943,70	2799,9	2,5178	6,2819
240	33,480	1037,6	2801,6	2,7021	6,1397
260	46,940	1135,0	2795,2	2,8850	5,9989
280	64,191	1237,0	2778,6	3,0687	5,8555
300	85,917	1345,4	2748,4	3,2559	5,7038
320	112,90	1463,4	2699,6	3,4513	5,5356

Таблица 3

Свойства перегретого пара

t, °C	P = 0, 01 бар		P = 0,02бар		P = 0,03бар		P = 0,04бар	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3177,2	10,513	3177,2	10,193	3177,2	10,006	3177,2	9,8732
400	3279,5	10,671	3279,5	10,351	3279,5	10,164	3279,5	10,031
450	3383,4	10,820	3383,4	10,500	3383,4	10,313	3383,3	10,180
500	3489,0	10,961	3489,0	10,641	3489,0	10,454	3489,0	10,321
550	3596,3	11,095	3596,3	10,775	3596,3	10,588	3596,3	10,455
600	3705,3	11,224	3705,3	10,904	3705,3	10,717	3705,3	10,584
t, °C	P = 0,05бар		P = 0,10 бар		P = 0,20бар		P = 0,30бар	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3177,1	9,7702	3177,0	9,4502	3176,9	9,1300	3176,7	8,9427
400	3279,4	9,9280	3279,4	9,6081	3279,2	9,2880	3279,1	9,1007
450	3383,3	10,077	3383,3	9,7570	3383,2	9,4370	3383,0	9,2497
500	3489,0	10,218	3488,9	9,8982	3488,8	9,5782	3488,7	9,3910
550	3596,2	10,352	3596,2	10,033	3596,1	9,7127	3596,0	9,5255
600	3705,3	10,481	3705,2	10,161	3705,1	9,8413	3705,1	9,6541
t, °C	P = 0,40бар		P = 0,50бар		P = 0,60бар		P = 0,70бар	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3176,5	8,8097	3176,3	8,7065	3176,1	8,6221	3175,9	8,5507
400	3278,9	8,9678	3278,7	8,8646	3278,6	8,7803	3278,4	8,7090
450	3382,9	9,1168	3382,8	9,0137	3382,7	8,9294	3382,5	8,8582
500	3488,6	9,2581	3488,5	9,1550	3488,4	9,0708	3488,3	8,9995
550	3595,9	9,3926	3595,8	9,2896	3595,8	9,2053	3595,7	9,1341
600	3705,0	9,5212	3740,9	9,4182	3704,8	9,3340	3704,8	9,2628
t, °C	P = 0, 80бар		P = 0,90бар		P = 1,0бар		P = 2,0бар	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3175,7	8,4889	3175,5	8,4343	3175,3	8,3854	Г3173,4	8,0633
400	3278,3	8,6472	3278,1	8,5927	3278,0	8,5439	3276,5	8,2223
450	3382,4	8,7964	3382,3	8,7419	3382,2	8,6932	3380,9	8,3720
500	3488,2	8,9378	3488,0	8,8833	3478,9	8,8346	3486,9	8,5137
550	3595,7	9,0724	3595,5	9,0180	3595,4	8,9693	3594,5	8,6485
600	3704,7	9,2011	3704,6	9,1466	3704,5	9,0979	3703,7	8,7774
t, °C	P = 3,0бар		P = 4,0бар		P = 5,0бар		P = 10,0бар	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3171,5	7,8739	3169,5	7,7388	3167,6	7,6335	3157,7	7,3018
400	3274,9	8,0335	3273,4	7,8991	3271,8	7,7944	3264,0	7,4606
450	3379,6	8,11836	3378,4	8,0495	3377,1	7,9452	3370,7	7,6188
500	3485,8	8,3255	3484,7	8,1917	3483,7	8,0877	3478,3	7,7627
550	3593,6	8,4606	3592,7	8,3270	3591,7	8,2232	3587,2	7,8991
600	3702,9	8,5896	3702,2	8,4561	3701,4	8,3525	3697,4	8,0292
t, °C	P = 15бар		P = 20бар		P = 25бар		P = 30бар	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3147,6	7,1026	3137,2	6,9574	3126,6	6,8415	3115,7	6,7443
400	3256,1	7,2701	3248,1	7,1285	3239,9	7,0165	3231,6	6,9231
450	3364,2	7,4250	3357,7	7,2855	3351,0	7,1758	3344,4	7,0847
500	3472,9	7,5703	3467,4	7,4323	3461,9	7,3240	3456,4	7,2345

Свойства перегретого пара

t, °C	P = 156ap		P = 206ap		P = 256ap		P = 306ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
550	3582,5	7,7078	3578,0	7,5708	3573,3	7,4636	3568,6	7,3752
600	3693,5	7,8386	3689,5	7,7024	3685,5	7,5960	3681,5	7,5084
t, °C	P = 356ap		P = 406ap		P = 456ap		P = 506ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3104,6	6,6595	3093,1	6,5838	3081,3	6,5149	3069,2	6,4513
400	3223,1	6,8426	3214,5	6,7713	3205,8	6,7071	3196,9	6,6486
450	3337,6	7,0066	3330,7	6,9379	3323,8	6,8763	3316,8	6,8204
500	3450,8	7,1580	3445,2	7,0909	3439,5	7,0310	3433,8	6,9768
550	3563,9	7,2998	3559,2	7,2338	3554,4	7,1751	3549,6	7,1221
600	3677,5	7,4337	3673,4	7,3686	3669,4	7,3107	3665,4	7,2586
t, °C	P = 606ap		P = 706ap		P = 806ap		P = 906ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	3043,9	6,3356	3017,0	6,2306	2988,3	6,1324	2957,5	6,0383
400	3178,6	6,5438	3159,7	6,4511	3140,1	6,3670	3119,7	6,2891
450	3302,6	6,7214	3288,0	6,6350	3273,1	6,5577	3257,9	6,4872
500	3422,2	6,8814	3410,5	6,7988	3398,5	6,7254	3386,4	6,6592
550	3540,0	7,0291	3530,2	6,9490	3520,4	6,8783	3510,5	6,8147
600	3657,2	7,1673	3649,0	7,0890	3640,7	7,0201	3632,4	6,9585
t, °C	P = 1006ap		P = 1106ap		P = 1206ap		P = 1306ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	2924,2	5,9464	2888,1	5,8547	2848,4	5,7615	2804,0	5,6644
400	3098,5	6,2158	3076,4	6,1460	3053,3	6,0787	3029,3	6,0132
450	3242,2	6,4220	3226,2	6,3609	3209,9	6,3032	3193,1	6,2482
500	3374,1	6,5984	3361,6	6,5420	3349,0	6,4893	3336,1	6,4395
550	3500,4	6,7568	3490,3	6,7034	3480,0	6,6536	3469,7	6,6071
600	3624,0	6,9025	3615,5	6,8511	3607,0	6,8034	3598,4	6,7590
t, °C	P = 1406ap		P = 1506ap		P = 1606ap		P = 1706ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
350	2753,5	5,5606	2693,8	5,4450	2618,5	5,3071	-	-
400	3004,0	5,9488	2977,6	5,8851	2949,7	5,8215	2920,2	5,7575
450	3175,8	6,1953	3158,2	6,1443	3140,0	6,0947	3121,4	6,0463
500	3323,0	6,3922	3309,7	6,3471	3296,3	6,3038	3282,6	6,2620
550	3459,2	6,5631	3448,7	6,5214	3438,0	6,4816	3427,2	6,4434
600	3589,8	6,7172	3581,2	6,6776	3572,4	6,6401	3563,6	6,6043
t, °C	P = 1806ap		P = 1906ap		P = 2006ap		P = 2106ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
400	2889,0	5,6926	2855,7	5,6262	2820,1	5,5578	2781,6	5,4865
450	3102,3	5,9989	3082,6	5,9522	3062,4	5,9061	3041,7	5,8603
500	3268,7	6,2215	3254,5	6,1822	3240,2	6,1440	3225,6	6,1066
550	3416,4	6,4068	3405,4	6,3714	3394,3	6,3373	3383,1	6,3041
600	3554,8	6,5701	3545,9	6,5372	3536,9	6,5055	3527,9	6,4749
t, °C	p = 2206ap		P = 2306ap		P = 2406ap		P = 2506ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
400	2739,7	5,4114	2693,6	5,3311	2642,0	5,2439	2583,2	5,1472
450	3020,3	5,1849	2998,2	5,7695	2975,5	5,7242	2952,1	5,6787

Свойства перегретого пара

t, °C	p = 2206ap		P = 2306ap		P = 2406ap		P = 2506ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
500	3210,8	6,0700	3195,8	6,0340	3180,5	5,9987	3165,0	5,9639
550	3371,8	6,2719	3360,4	6,2405	3348,9	6,2099	3337,3	6,1800
600	3518,8	6,4453	3509,7	6,4166	3500,5	6,3888	3491,2	6,3616
t, °C	P = 2606ap		P = 2706ap		P = 2806ap		P = 2906ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
400	2514,9	5,0373	2433,9	4,9097	2339,3	4,7629	2240,6	4,6110
450	2927,9	5,6329	2903,0	5,5869	2877,2	5,5404	2850,6	5,4934
500	3149,3	5,9295	3133,3	5,8955	3117,1	5,8618	3100,6	5,8285
550	3325,6	6,1506	3313,8	6,1219	3301,8	6,0936	3289,8	6,0659
600	3481,9	6,3351	3472,6	6,3093	3463,2	6,2840	3453,7 1	6,2593
t, °C	P = 3006ap		P = 3106ap		P = 3206ap		P = 3306ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
400	2159,1	4,4854	2102,3	4,3971	2062,9	4,3349	2034,0	4,2886
450	2823,1	5,4458	2794,8	5,3977	2765,7	5,3489	2735,7	5,2995
500	3083,9	5,7954	3067,0	5,7625	3049,8	5,7299	3032,5	5,6974
550	3277,7	6,0385	3265,5	6,0116	3253,2	5,9850	3240,8	5,9588
600	3444,2	6,2351	3434,7	6,2113	3425,1	6,1879	3415,5	6,1650
t, °C	P = 3406ap		P = 3506ap		P = 3606ap		P = 3706ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
400	2011,7	4,2521	1993,6	4,2221	1978,5	4,1966	1965,6	4,1745
450	2705,1	5,2496	2673,8	5,1993	2642,1	5,1489	2610,2	5,0985
500	3014,9	5,6651	2997,1	5,6329	2979,1	5,6009	2961,0	5,5690
550	3228,3	5,9330	3215,8	5,9074	3203,2	5,8821	3190,5	5,8571
600	3405,8	6,1424	3396,1	6,1202	3386,4	6,0984	3376,6	6,0768
t, °C	P = 3806ap		P = 3906ap		P = 4006ap		P = 4506ap	
	h	S	h	S	h	S	h	S
400	1954,4	4,1549	1944,5	4,1373	1935,7	4,1213	1902,2	4,0577
450	2578,4	5,0485	2546,8	4,9993	2515,9	4,9513	2381,0	4,7422
500	2942,7	5,5373	2924,3	5,5058	2905,8	5,4745	2813,0	5,3215
550	3177,7	5,8324	3164,9	5,8079	3152,1	5,7836	3087,4	5,6660
600	3366,8	6,0556	3357,0	6,0346	3347,2	6,0139	3297,7	5,9143

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыбкин С.Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. - М.: Энергия, 1984. - 79 с.
2. Баженов М.И. Сборник задач по курсу "Промышленные тепловые электростанции". - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 128 с.
3. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. - М.: Энергоатомиздат, 1986. - 232 с.
4. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов.— 6-е изд., перераб. - М.: Издательство МЭИ, 1999.-472 с.

Методические указания

**Омонов Орозмамат Мамасалиевич
Канатников Юрий Алексеевич**

**ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И
МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА**

Методические указания

Издано в авторской редакции

Корректурa автора

Компьютерная верстка

Обложка

Подписано в печать2016г. Формат 60х84
Усл. печ. л. Уч. -изд. л. Тираж экз.

Издательство РГАУ-МСХА

12750, Москва, Тимирязевская ул., 44

Тел.: 8 (499) 977-00-12; 977-40-64