

Министерство образования и науки Республики Казахстан
ВОСТОЧНО-КАЗАХСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. Д.СЕРИКБАЕВА

А.Т Жапарова

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Курс лекции для студентов специальности 050717 «Теплоэнергетика» для
дневной формы обучения

Усть-Каменогорск
2016

Водяной пар

Все вещества в зависимости от физических условий находятся в твердом, газообразном или жидком состоянии. Переход из одного состояния в другой называется фазовым переходом. Фазовое превращение из жидкого состояния в газообразное называется парообразованием, из газообразного в жидкое конденсацией.

Водяной пар может быть получен двумя способами: испарением или кипением.

В процессе испарения парообразование происходит только на свободной поверхности жидкости. Это двусторонний процесс, в котором наряду с уходом части из жидкого происходит и частичное возвращение молекул обратно в жидкость. В случае, если процессы ухода и возвращения молекул взаимно компенсируются, то наступает состояние динамического равновесия, пар над поверхностью становится насыщенным. Процесс испарения происходит в любой температуре, причем температура жидкости уменьшается, так как с ее открытой поверхности уходят молекулы, обладающие энергией.

В процессе кипения пар образуется по всей массе жидкости. При нагревании жидкости понижается растворимость в ней газов, в результате чего на дне и на стенках сосуда, в котором находится вода, образуются пузырьки. В процессе нагревания внутри пузырьков начинается испаряться жидкость, при определенной температуре давление насыщенного пара внутри пузырьков становится равным наружному давлению. В этот момент пузырьки отрываются, и жидкость начинает кипеть. Таким образом, если испарение происходит с поверхности жидкости при любой температуре, то кипение при одной, вполне определенной для данного давления температуре. Эта температура называется температурой кипения или температурой насыщения.

Смесь жидкости и пара при температуре кипения называется влажным насыщенным паром. Такое состояние может быть определено, если известна степень сухости. Степень сухости это массовая доля сухого насыщенного пара во влажном насыщенном паре. Пар который имеет температуру насыщения называется сухим насыщенным паром. Пар имеющий температуру выше температуры насыщения жидкости, из которой он получился, называется перегретым паром. Состояние перегретого пара характеризуется степенью перегрева, которая обозначается Δt и определяется разностью температур:

$$\Delta t = t - t_n$$

где t – температура перегретого пара

t_n – температура насыщения.

рв диаграмма для водяного пара, рисунок 37. Кривой I соответствует воды 0°C, кривой II – вода при температуре кипения (или температура насыщения) и кривой III сухой насыщенный пар.

Кривую II называют нижней пограничной кривой, кривую III верхней пограничной кривой, а точку и К разделяющую обе пограничные кривые, называют критической.

Кривые I II и III делят всю диаграмму на три части: область между кривыми I и II жидкость, область между II и III смесь кипящей жидкости и пара, т.е. влажный насыщенный пар, и область правее кривой III перегретый пар.

Критическая точка К характеризует критическое состояние, при котором исчезает различие в свойствах жидкости и пара. Критическая температура является наивысшей температурой жидкости и ее насыщенного пара. При температурах выше критической возможно существование только для перегретого пара.

Критические параметры водяного пара следующие: $t_{кр}=374,15^\circ\text{C}$; $p_{кр}=221,29$ бар; $v_{кр}=0,00326\text{м}^3/\text{кг}$.

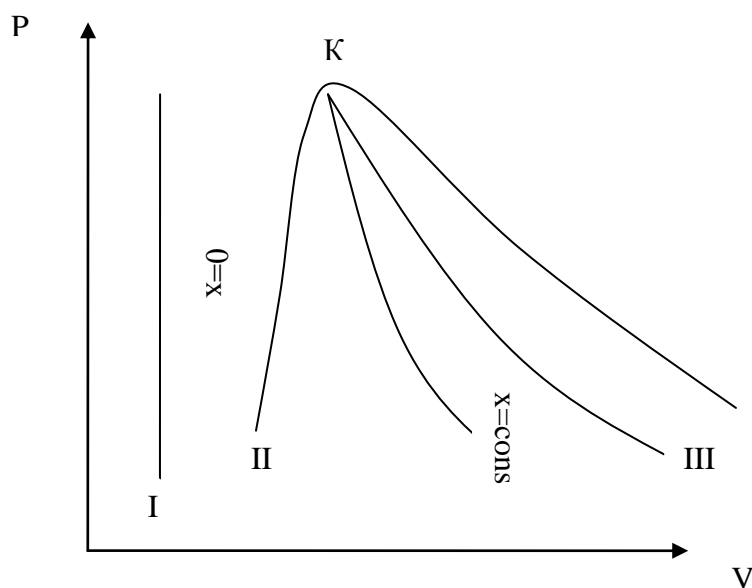


Рисунок 37 – Пограничные кривые жидкости и пара на p-v диаграмме

Влажный насыщенный пар. Состояние влажного насыщенного пара определяется его давлением или температурой и степенью сухости x . Значение $x=0$ соответствует воде в состоянии кипения, $x=1$ сухому насыщенному пару. Температура влажного пара есть функция только давления и определяется по таблицам насыщенного водяного пара. Удельный объем влажного пара зависит от давления и от степени сухости и определяется из уравнения:

$$v_x = v_x'' + (1-x)v_x'$$

Из этой формулы получаем значение x :

$$x = \frac{v_x - v_x'}{v_x'' - v_x'}$$

Для давления до 30бар и $x \geq 0,8$ можно пренебречь последним членом равенства предпоследнего уравнения и получим:

$$v_x = v_x'' \times x$$

Плотность влажного пара :

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{v_x'' \times x + (1-x)v_x'}$$

Или приближенно

$$\rho_x = \frac{1}{v'' \times x} = \frac{\rho''}{x}$$

Сухой насыщенный пар. Состояние сухого насыщенного пара определяется его давлением или температурой. Состояние сухого насыщенного пара неустойчиво, при отводе теплоты он начинает конденсироваться, при подводе теплоты перегревается.

Перегретый пар. Перегретый пар имеет более высокую температуру по сравнению с температурой сухого насыщенного пара того же давления. Следовательно, в отличие от насыщенного пара перегретый пар определенного давления может иметь различные температуры. Для характеристики состояния перегретого пара необходимо знать два его параметра.

Количество тепла, затраченного для подогрева жидкости от 0°C до температуры кипения при постоянном давлении, называют теплотой жидкости. Ее можно определить как разность энтальпий жидкости в состоянии кипения и жидкости при том же давлении и 0°C, т.е:

$$q_p = i_2 - i_1 = i' - i_0'$$

а так как i_0' при невысоких давлениях с достаточной для технических расчетов точностью можно считать равным нулю, то

$$q_p = i'$$

Значение внутренней энергии жидкости можно вычислить из общей зависимости:

$$i = u + pv$$

Тогда:

$$u' = i' - pv$$

а так как pv' мала, то при невысоких давлениях:

$$u' = i'$$

т.е. внутренняя энергия жидкости равна энтальпии жидкости. Значения i' следовательно u' определяют из таблицы насыщенного пара.

Количество тепла, необходимого для перевода 1кг кипящей жидкости в сухой насыщенный пар при постоянном давлении, называется теплотой парообразования и обозначается буквой r . Это количество теплоты расходуется на изменение внутренней энергии, связанное с преодолением сил сцепления d между молекулами жидкости, и на работу расширения ψ .

Величину d называют внутренней теплотой парообразования, а величину ψ внешней теплотой парообразования.

$$\psi = p(v'' - v')$$

$$r = d + \psi$$

Значения r приводятся в таблицах насыщенного пара.

Энтальпия сухого насыщенного пара i'' определяется по формуле:

$$i'' = i' + r$$

а изменение внутренней энергии при получении сухого насыщенного пара из 1 кг жидкости при 0°C определяется из выражения:

$$u'' = i'' + pv''$$

Для насыщенного пара имеет следующие соотношения:

$$i_x = i' + rx$$

$$u_x = i_x + pv_x$$

где i_x – энтальпия влажного насыщенного пара;

u_x – внутренняя энергия влажного насыщенного пара.

Количества тепла, необходимого для подогрева 1 кг сухого насыщенного пара в перегретый при постоянном давлении, называется теплотой перегрева:

$$q_n = \int_{t_H}^t c_p dt$$

где c_p – истинная массовая теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении.

Теплота перегретого пара может быть определена:

$$q_n = i - i''$$

Энтропия пара. Энтропия водяного пара отсчитывается от условного нуля, в качестве которого принимают энтропию воды при 0,01°C и при давлении насыщения, соответствующем этой температуре, т.е. при давлении 0,006108 бар (0,006228 ат).

Энтропия жидкости s определяется из выражения:

$$s' = c \times \ln \frac{T_H}{273}$$

где c – теплоемкость воды;

T_H – температура насыщения в К.

Значение теплоемкости для воды 4,19 кДж/(кг×град) или 1 ккал/(кг×град):

$$s' = \ln \frac{T_H}{273} \text{ ккал/(кг×град)}$$

$$s' = 4,19 \times \ln \frac{T_H}{273} \text{ кДж/(кг} \times \text{град)}$$

Если подогрев жидкости производится не до температуры кипения, а до произвольной температуры T , то под T_H в формулах для энтропии сухого насыщенного пара s'' получаем:

$$s'' = s' + \frac{r}{T_H}$$

где r – теплота парообразования.

Энтропия влажного насыщенного пара:

$$s_x = s' + \frac{r}{T_H} \times x$$

или

$$s_x = s' + (s'' - s') \times x$$

где x – степень сухости пара.

Значения энтропии s' и s'' приведены в таблицах насыщенного пара. Значения r/T_H можно получить из тех же таблиц как разность $s'' - s'$.

Энтропия перегретого пара, значения приводятся в таблицах перегретого пара:

$$s = s'' + \int_{T_H}^T c_p \frac{dt}{T}$$

При определении состояния пара заданных параметров необходимо исходить из следующего:

- для перегретого пара и сухого насыщенного пара одинакового давления:

$$v > v'' \text{ и } p < p_H$$

- при одной и той же температуре перегретого и сухого насыщенного пара:

$$v > v'' \text{ и } p < p_H$$

при помощи таблиц водяного пара и этих соотношений легко определить состояние пара.

Энтропийные диаграммы водяного пара

Ts диаграмма. Возьмем 1кг воды при 0°C, на диаграмме такое состояние будет обозначаться точкой 1, лежащей а оси температур, рисунок 38. энтропия жидкости, имеющей температуру 0°C и давление насыщения, соответствующей этой температуре, принимается равным нулю. По мере подвода теплоты к воде температура ее увеличивается, энтропия увеличивается до состояния насыщенной жидкости. На

диаграмме точка 2 характеризует насыщенную жидкость ($x=0$) при давлении $p=\text{const}$. В точке 2 кривая ломается, и при дальнейшем подводе теплоты температура жидкости будет оставаться постоянной, пока продолжается процесс кипения. Процесс получения сухого насыщенного пара из насыщенной жидкости на диаграмме изображается отрезком 2-3, причем на этом участке изобара совпадает с изотермой. В точке 3 ($x=1$) пар находится в состоянии сухого насыщенного; при дальнейшем подводе теплоты температура его увеличивается, энтропия увеличивается, и пар становится перегретым (точка 4). Таким образом кривая 1-2-3-4 представляет собой на Ts диаграмме процесс получения перегретого пара при постоянном давлении из воды при 0°C .

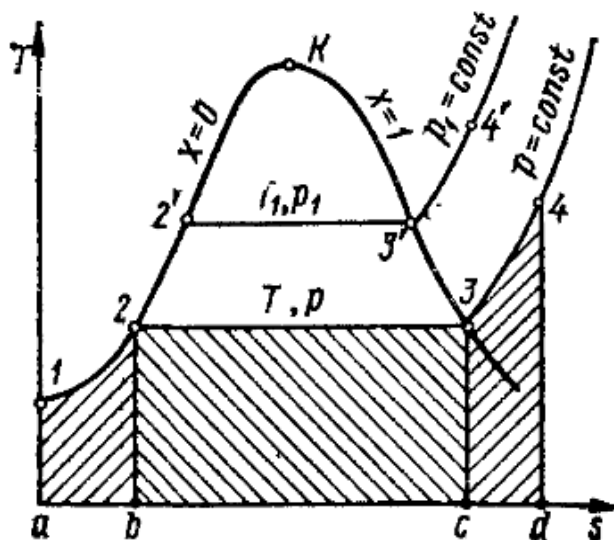


Рисунок 38 – Пограничные кривые жидкости пара в Ts диаграмме

Если подобный процесс рассмотреть при более высоком давлении p_1 , то изобара, соответствующая этому давлению, пройдет выше изобары p . точка 2' будет располагаться выше точки 2, потому что с увеличением давления увеличится и температура насыщения, соответственно 3' будет располагаться выше точки 3.

В процессе при еще более высоких давлениях, характеризующий процесс, будут располагаться аналогично, и если эти точки соединить плавными кривыми, получим пограничные кривые, который соединяются в критической точке К и делят диаграмму на следующие области: левее пограничной кривой $x=0$ область ненасыщенной жидкости, правее пограничной кривой $x=1$ область перегретого пара.

В области влажного насыщенного пара на диаграмме наносятся линии, характеризующие постоянные степени сухости ($x=\text{const}$), наносятся линии постоянных удельных объемов – изохоры, которые располагаются круче изобары.

Площади под процессом 1-2 равна количеству теплоты, которое необходимо подвести к 1кг воды при 0°C , чтобы получить насыщенную жидкость. Площадь под процессом 2-3 равна теплоте, которую необходимо подвести к 1кг насыщенной жидкости, что превратить ее в сухой насыщенный пар. Площадь под процессом 3-4 равна количеству теплоты, которую необходимо подвести к 1кг сухого насыщенного пара, чтобы превратить ее в перегретый при теплоте перегрева и постоянном давлении. Площадь под процессом 1-2-3 равна полной теплоте сухого насыщенного пара, в площадь под всем процессом парообразования 1-2-3-4 полной теплоте перегретого пара.

is диаграмма. По оси абсцисс откладывается энтропия. По оси ординат энтальпия. На основе табличных данных наносят пограничные кривые, которые вместе с критической точкой К делят диаграмму на три части: левее пограничной кривой $x=0$ область ненасыщенной жидкости, между пограничными кривыми область влажного насыщенного пара $1 > x > 0$, правее пограничной кривой $x=1$ область перегретого пара. В области

влажного насыщенного пара наносят линии постоянной степени сухости $x=\text{const}$. Изобары в этой области совпадают с изотермами. В области перегретого пара изобары и изотермы наносятся как на рисунке 39. а диаграмму наносят линии изохоры, которые располагаются круче изобары.

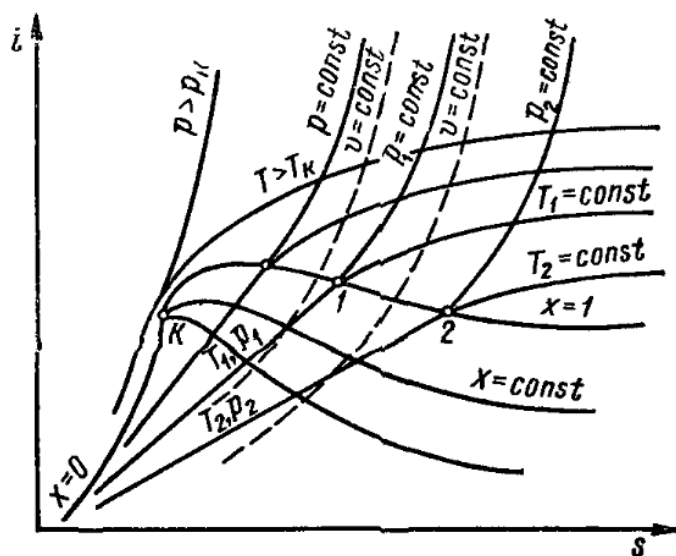


Рисунок 39 - $i-s$ диаграмма водяного пара

Состояние сухого насыщенного пара на $i-s$ диаграмме определяется точкой пересечения изобары с пограничной кривой $x=1$, влажного насыщенного пара – точкой пересечения изобары с линией известной постоянной степени сухости $x=\text{const}$, перегретого пара – точкой пересечения изобары с изотермой.

Процессы изменения состояния водяного пара. В термодинамических процессах для водяного пара, так же как для идеального газа, необходимо определить неизвестные параметры в начале и в конце процесса, изменение его внутренней энергии, работу и теплоту процесса. Для определения пользуются аналитическими или диаграммами, причем графический способ распространен.

Для аналитического определения необходимых параметров и величин следует пользоваться следующими соотношениями:

1. **Изохорный процесс.** Если в начальном состоянии пар перегрет, а в конечном влажный, то $\text{м}^3/\text{г}$:

$$v_1 = v_2 = v_2'' x_2 + (1 - x_2) v_2'$$

Так как последний член весьма мал и им можно пренебречь, то

$$x_2 = \frac{v_1}{v_2''}$$

Если в начальном и конечном состояниях пар влажный насыщенный, то

$$v_1'' x_1 + (1 - x_1) v_1' = v_2'' x_2 + (1 - x_2) v_2'$$

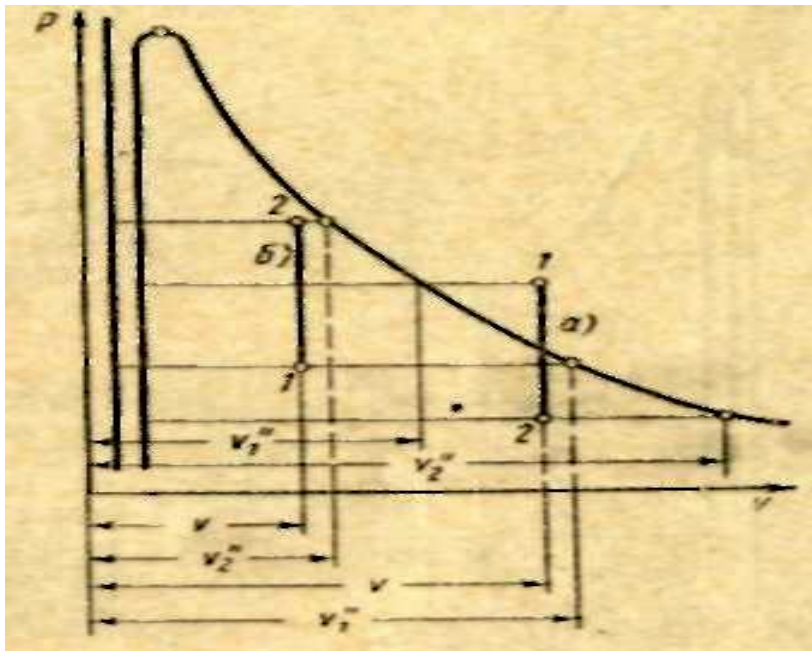


Рисунок 40 – Изохорный процесс на is диаграмме

Если в обоих частях пренебречь вторыми членами, то

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{v_1''}{v_2''}$$

Так как при постоянном объеме работа пара равна нулю, то все сообщаемое или отнимаемое пару тепло расходуется на увеличение или уменьшение его внутренней энергии и, следовательно:

$$q_v = u_2 - u_1$$

2. Изобарный процесс. Если пар в начальном состоянии влажный насыщенный, а в конечном перегретый, то m^3/kg :

$$v_1 = v'' x_1 + (1 - x_1) v'$$

Если пар в начальном и конечном состояниях влажный, то пренебрегаем последним слагаемым:

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

Количества тепла, участвующего в изобарном процессе, определяется:

$$q_p = i_2 - i_1$$

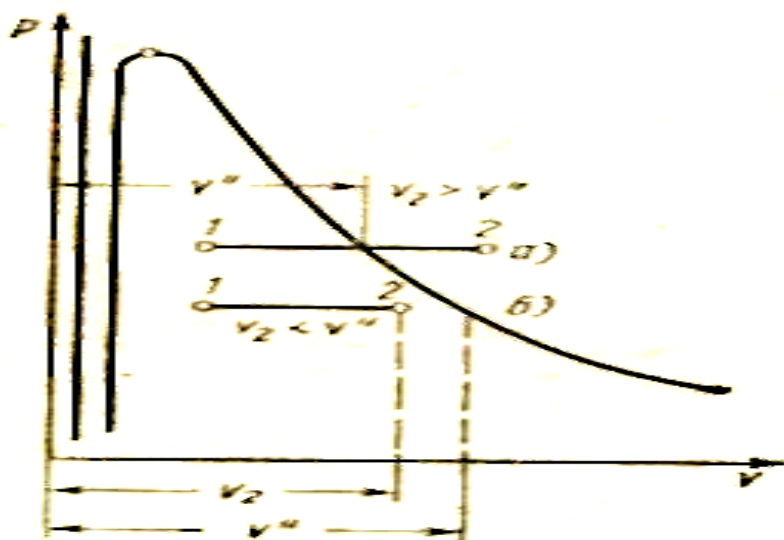


Рисунок 41 – Изобарный процесс на $p-v$ диаграмме

Работа в этом процессе:

$$l = p(v_2 - v_1)$$

3. Изотермический процесс. В области влажного пара изотермический процесс одновременно является изобарным, поэтому для него справедливо уравнение $\frac{x_1}{x_2} = \frac{v_1}{v_2}$.

Количества тепла в изотермическом процессе легко определить из $T-s$ диаграммы:

$$q = T(s_2 - s_1)$$

Работа пара в изотермическом процессе находится из уравнения первого закона:

$$q = \Delta u + l$$

$$l = q - \Delta u = T(s_2 - s_1) - (u_2 - u_1)$$

4. Адиабатный процесс. С достаточной точностью можно принять для водяного пара зависимость:

$$pv^k = \text{const}$$

Однако величина k в этом уравнении не является отношением теплоемкостей, а лишь опытно подобранным коэффициентом. Для сухого насыщенного пара: $k = 1,135$, для перегретого пара $k = 1,3$

Для влажного пара:

$$k = 1,035 + 0,1x$$

где x – степень сухости.

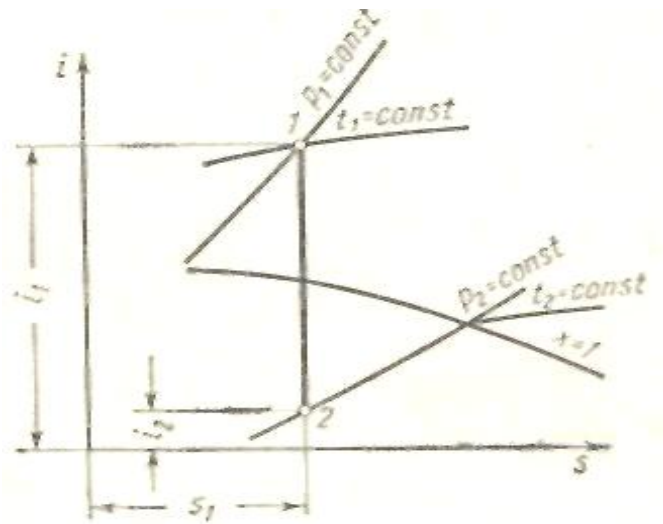


Рисунок 42 – Адиабатный процесс на $i-s$ диаграмме

Для аналитического вычисления степени сухости пара в конечном состоянии пользуются уравнением:

$$s_1 = s_2 = s_2' + \frac{r_2 x_2}{T_{H2}}$$

отсюда

$$x_2 = \frac{s_1 - s_2'}{r_2} = \frac{s_1 - s_2'}{s_2'' - s_2'}$$

Работа при адиабатном расширении:

$$l = u_1 - u_2$$

Степень сухости пара в конце адиабатного расширения определяется при помощи $i-s$ диаграммы. Если в начальном состоянии пар сухой насыщенный, то точка, характеризующая его состояние, легко находится в пересечении соответствующей изобары p_1 и верхней пограничной кривой, рисунок 42. Если в начальном состоянии пар влажный, то его состояние изображается точкой, находящейся в пересечении соответствующей изобары p_1 и кривой заданной сухости пара. Если пар перегретый, то точка 1, характеризующая его состояние, находится в пересечении изобары p_1 и изотермы t_1 . Так как для обратимого процесса адиабаты на $i-s$ диаграмме изображаются прямой, параллельной оси ординат, то конечное состояние пара определяется графически по точке пересечения этой адиабаты с заданной конечной изобарой точка 2. Степень сухости пара определяется по значению кривой равной сухости, проходящей через точку 2. Энтальпия и энтропия пара как в начальном так и в конечном определяется по соответствующим значениям оси ординат и оси абсцисс.

Температура пара в конечном состоянии находится легко. Если это состояние изображается точкой, находящейся в области перегретого пара, то температура его отсчитывается по значению изотермы, проходящей через эту точку. Если же в конечном состоянии пар влажный, то нужно от точки, характеризующей его состояние, подняться

по соответствующей изобаре до верхней пограничной кривой. Температура этой точки, отсчитывается по соответствующей изотерме, является температурой насыщенного пара конечного давления.

Циклы паросиловых установок

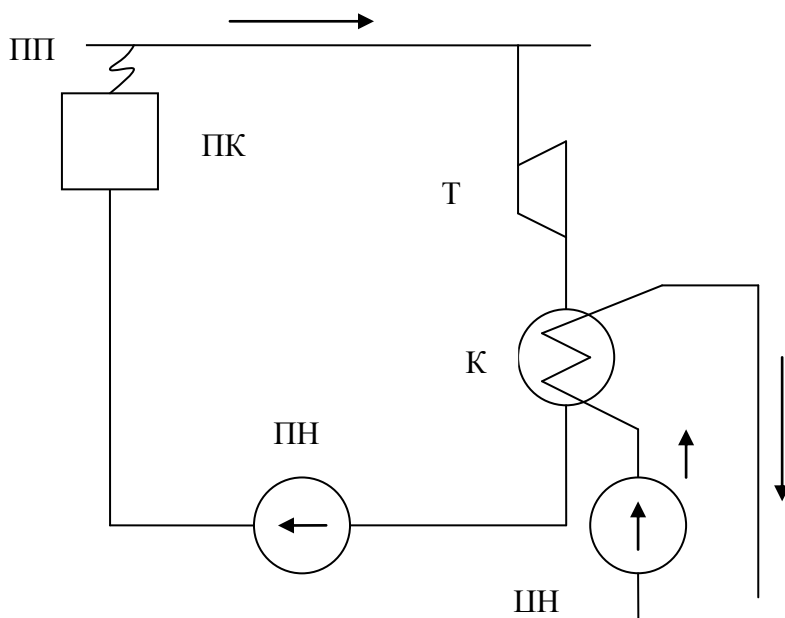


Рисунок 43 – Условная схема паросиловой установки

На рисунке 43 приведена условная схема паросиловой установки. Пар из парового котла ПК поступает в пароперегреватель ПП, откуда он направляется в турбину Т и далее в конденсатор К. в конденсаторе с помощью охлаждающей воды, подаваемой циркуляционным насосом ЦН. От пара отводится тепло, и он конденсируется. Образовавшийся конденсат питательным насосом ПН подается в котел, и цикл повторяется вновь.

На рисунке 44 дан теоретический цикл Ренкина в $p-v$ диаграмме.

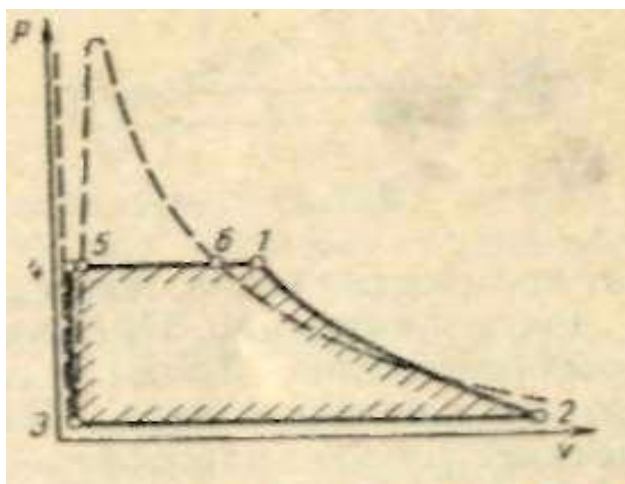


Рисунок 44 – Теоретический цикл Ренкина в $p-v$ диаграмме

Точка 3 характеризует состояние воды по выходе из конденсатора, линия 3-4 процесс повышения давления в питательном насосе, 4-5 подогрев воды в паровом котле, точка 5 состояние воды при температуре насыщения, 5-6 парообразование в котле, 6-1 перегрев пара в пароперегревателе. Точка 1 характеризует состояние пара, поступающего

в турбину; 1-2 адиабатное расширение пара в турбине, точка 2 состояние отработавшего пара, выходящего из турбины; 2-3 процесс конденсации пара в конденсаторе.

Этот же цикл в Ts диаграмме показан на рисунке 45. Кривая 3-4 изображает нагревание воды в паровом котле. Точка 4 температура кипящей воды при давлении p_1 в котле. Площадь лежащая под кривой 3-4, измеряет количество тепла, подведенного к воде при нагреве до точки кипения. Прямая 4-5 изображает процесс парообразования.

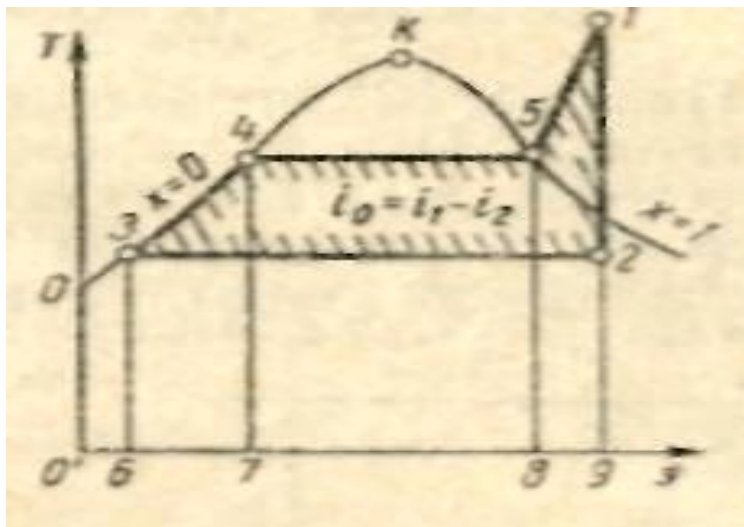


Рисунок 45 – Теоретический цикл Ренкина в Ts диаграмме

Точка 5 соответствует состоянию сухого насыщенного пара. Площадь 4-5-8-7-4 соответствует теплоте парообразования r . Кривая 5-1 изображает процесс перегрева пара в пароперегревателе, а точка 2 состояние перегретого пара после пароперегревателя. Площадь 5-1-9-8-5, лежащая под кривой 5-1, соответствует теплоте перегрева, площадь 0-4-5-1-9-0-0 энтальпии i_1 перегретого пара в точке 1. энтальпия воды i_2 , поступающей в котел, изображается площадью 0-3-6-0-0. таким образом, для получения 1кг пара в котел затрачивается $i_1 - i_2$ единиц тепла, площадь 3-4-5-1-9-6-3.

Прямая 1-2 изображает адиабатное расширение пара в турбине. Точка 2 соответствует состоянию отработавшего пара при давлении p_2 . энтальпия его i_2 изображается площадью 0-3-2-9-0-0. прямая 2-3 изображает процесс конденсации пара, причем площадь 2-3-6-9-2, лежащая под кривой 2-3, соответствует количеству тепла, отнимаемого от 1кг пара в конденсаторе, т.е. площадь 2-3-6-9-2= $i_2 - i_2'$.

Таким образом, количества тепла, подведенного к 1г пара в этом цикле, равно $i_1 - i_2'$.

Количество же тепла, отведенного от 1кг пара, равно $i_2 - i_2'$, следовательно, количества тепла, затраченного на производство работы и отнесенного 1кг пара, составляет:

$$l_0 = i_1 - i_2'$$

и изображается площадью 3-4-5-1-2-3.

Термический кпд цикла Ренкина есть отношение полезно использованного тепла ко всему затраченному:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_2}$$

где i_1 и i_2 – начальное и конечное значение энтальпии пара в адиабатном процессе расширения его в турбине;

i_2' – энтальпия кипящей жидкости (конденсата) при давлении p_2 .

Величины найденные в предыдущих диаграммах можно определить и по i_s диаграмме. Для перегретого пара начальное давление находится в пересечении изобары p_1 и изотермы t_1 (рисунок 46): для влажного в пересечении изобары p_1 и линии сухости x_1 ; для сухого насыщенного пара в пересечении изобары p_1 и верхней пограничной кривой. Проектируя точку 1, изображающую начальное состояние пара, на ось ординат, находим энтальпию пара i_1 , а проводя из нее адиабату расширения до конечной изобары, получаем точку 2, характеризующую состояние отработавшего пара. По этой точке находим энтальпию пара в конечном состоянии i_2 . отрезок 1-2 в определенном масштабе дает значение величины i_1-i_2 .

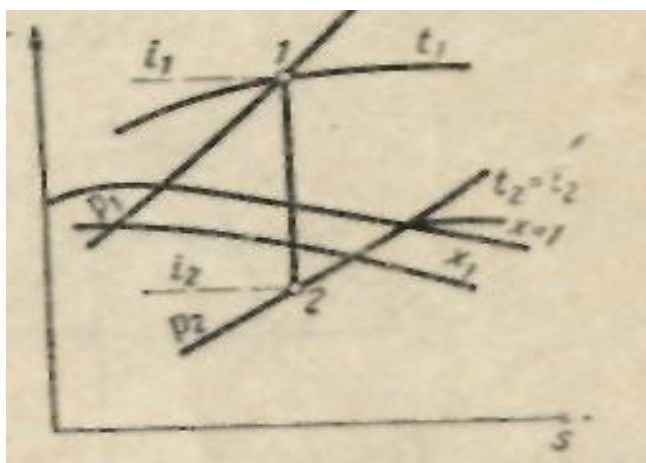


Рисунок 46 – Теоретический цикл Ренкина в i_s диаграмме

Энтальпию конденсата находим по температуре t_n , соответствующей данному давлению p_2 . для этого по изобаре p_2 надо подняться до верхней пограничной кривой.

Циклы Ренкина для сухого насыщенного и влажного насыщенного пара в Ts диаграмме представлены на рисунках 47, 48.

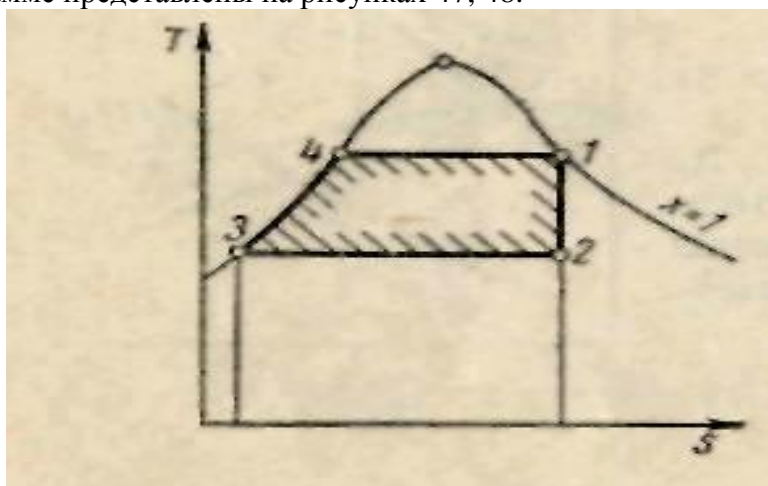


Рисунок 47 – Цикл Ренкина для сухого насыщенного пара в Ts диаграмме

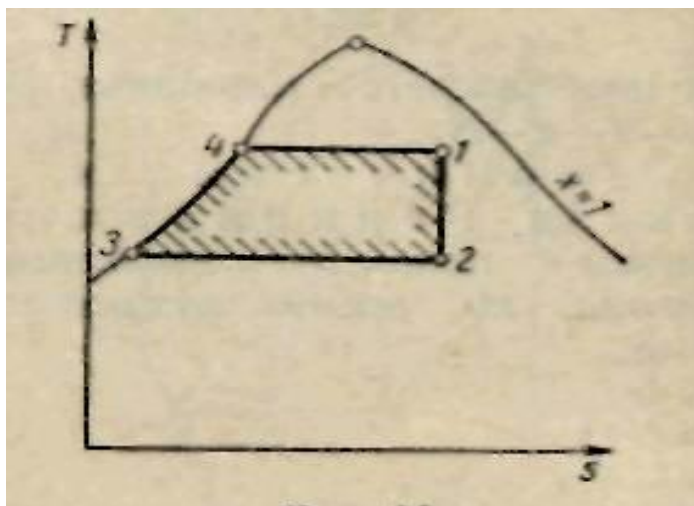


Рисунок 48 – Цикл Ренкина для влажного насыщенного пара в Ts диаграмме

Подробное исследование термического КПД цикла Ренкина при изменении параметров начального и конечного состояния рабочего тела приводит к выводу, что термический КПД этого цикла повышается с увеличением начального давления и начальной температуры и с уменьшением давления p_2 в конденсаторе.

Удельный расход пара и тепла при осуществлении идеального цикла Ренкина определяется, если i в кДж/кг, кг/(кВт×час):

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2} = \frac{3600}{h_0}$$

если i в ккал/кг, кг/(кВт×час):

$$d_0 = \frac{860}{i_1 - i_2} = \frac{860}{h_0}$$

Величину $h_0 = i_1 - i_2$ называют располагаемым теплоперепадом.

Так как на 1 кг пара в цикле Ренкина расходуется тепла $i_1 - i_2$, то удельный расход тепла на 1 кВт×час:

$$q = d_0 (i_1 - i_2'), \text{ кДж/(кВт×час) или кВт/(кВт×час).}$$

Эти формулы определяют термический КПД и удельный расход пара и тепла в идеальном цикле паросиловой установки. Действительный цикл сопровождается неизбежными потерями, в следствие чего удельные расходы пара и тепла увеличиваются. Так, в паровой турбине процесс расширения пара сопровождается потерями, связанные с трением.

Работа трения превращенная в тепло, повышающую энтальпию пара в конечном состоянии. Поэтому в действительном процессе, протекающим необратимо, а следовательно, с увеличением энтропии, кривая процесса отклоняется вправо рисунок 49. конечное состояние пара изображается уже не точкой 2, лежащей а пересечении адиабаты 1-2 и изобары p_2 , а точкой, на той же изобаре, но расположенной правее.

Внутренняя работа, произведенная турбиной не может быть полностью использована, часть ее расходуется на механические потери в трущихся частях двигателя. Поэтому работа, полученная на валу турбины, или эффективная работа l_e , меньше внутренней работы l_i .

Отношение:

$$\frac{l_e}{l_i} = \eta_m$$

есть механический кпд турбины.

Так как преобразование механической энергии в электрическую связано с потерями в генераторе, то вводят еще понятие кпд генератора:

$$\eta_g = \frac{l_{\text{э}}}{l_e}$$

где $l_{\text{э}}$ – работа 1 кг пара, превращенная в электрическую энергию.

Для оценки экономичности паросиловой установки в целом необходимо еще знать кпд котельной установки $\eta_{к.у.}$, представляющей собой отношение полезно использованного тепла топлива к теплоте сгорания топлива, а также кпд паропровода $\eta_{п.}$, учитывающие потери, обусловленные теплообменом пара с окружающей средой.

Таким образом, экономический кпд электростанции:

$$\eta_{ст} = \eta_{к.у.} \times \eta_n \times \eta_t \times \eta_{oi} \times \eta_m \times \eta_g$$

Цикл со вторичным перегревом.

Повышение начального давления пара с целью увеличения термического к. п. д. цикла Ренкина приводит к увеличению влажности пара на выходе его из двигателя. Так как это обстоятельство сопряжено с вредными последствиями для работы паровых турбин, то для снижения влажности пара в конце расширения иногда применяют так называемый вторичный или промежуточный перегрев пара.

Цикл с вторичным перегревом пара в диаграмме $i-s$ показан на рисунке 50. Прямая 1-3 показывает адиабатное расширение пара до некоторого давления p_1 в первом цилиндре двигателя, линия 3-4 вторичный (или промежуточный) перегрев пара при давлении p_1 и прямая 4-2 адиабатное расширение пара во втором цилиндре двигателя до конечного давления p_2 в конденсаторе.

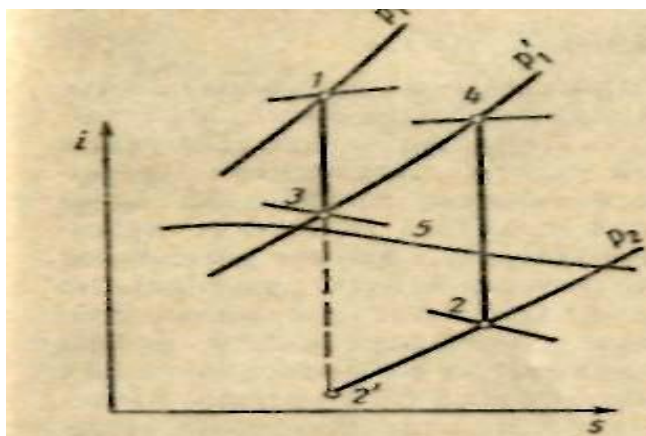


Рисунок 50 – Цикл с вторичным перегревом пара в диаграмме $i-s$

Термический к. п. д. такого цикла определяется из выражения:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_3) + (i_4 - i_2)}{(i_1 - i_2) + (i_4 - i_3)}$$

Изображение цикла с вторичным перегревом в диаграмме Ts дано на рисунке 51. Линия 5-6-7-1 изображает процесс получения перегретого пара, 1-3- процесс адиабатного расширения пара в первом цилиндре, 4-2 процесс адиабатного расширения пара во втором цилиндре, 3-4 процесс вторичного перегрева пара.

Вторичный перегрев пара увеличивает термический к. п. д. основного цикла в том случае, если давление, при котором производится вторичный перегрев, выбрано так, что термический к. п. д. дополнительного цикла 3-4-2'-2 больше термического к. п. д. основного цикла.

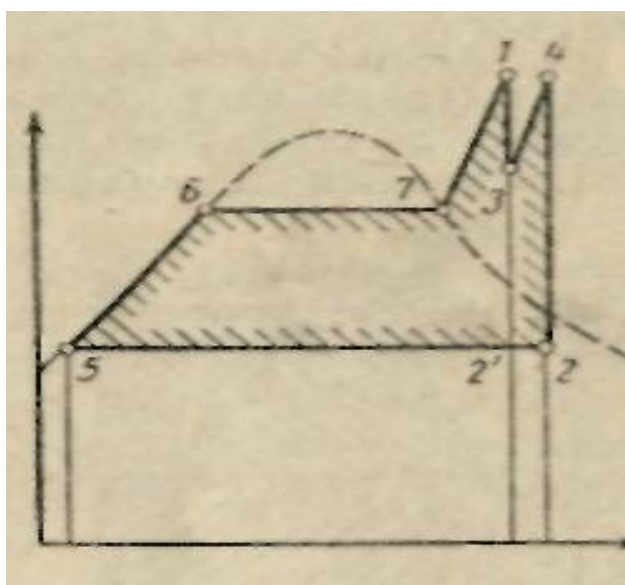


Рисунок 51 – Цикл с вторичным перегревом в диаграмме Ts

Теплофикационный цикл.

В конденсационных установках, которые вырабатывают только механическую или электрическую энергию, весь отработавший пар конденсируется охлаждающей циркуляционной водой. Последняя обычно нагревается до 15-30°C и уносит с собой огромное количество тепла, которое не может быть использовано вследствие низкой температурой давления. Эти потери с охлаждающей водой составляют в конденсационных установках до 60% тепла, выделяющегося при сгорании топлива.

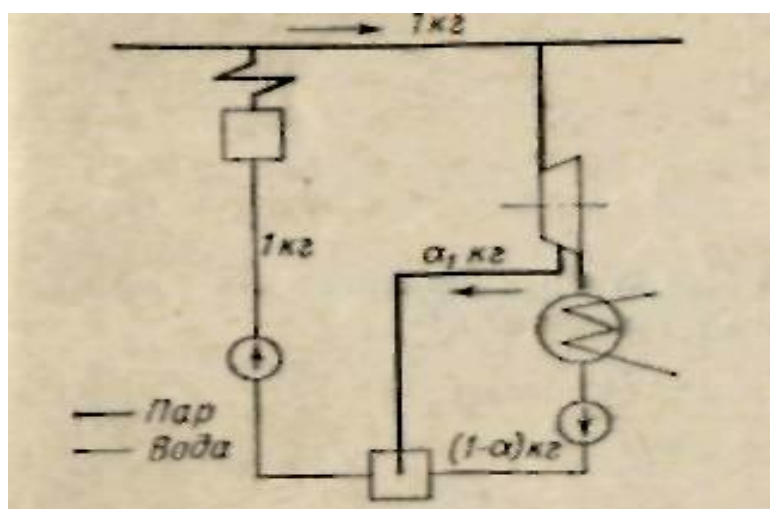
Стремление к использованию тепла, уносимого циркуляционной водой, привело к повышению ее температуры за счет повышения давления отработавшего пара и использовать ее для отопления зданий, технологических процессов, сушки и т.п.

Таким образом, осуществляется комбинированная выработка электрической и тепловой энергии. Такие установки называются теплофикационными или теплоэлектроцентралями ТЭЦ.

Повышение противодавления (конечного давления) приводит к уменьшению выработки механической или электрической энергии, но общее использование тепла при этом значительно повышается.

Регенеративный цикл..

Эффективным способом повышения кпд паросиловых установок служит регенерация.



На рисунке 52 показана схема установки с регенеративным подогревом питательной воды. Эта схема отличается от условной схемы паросиловой установки рисунок 43, тем, что не весь пар, поступающей в турбину, расширяется до конечного давления, а часть его отбирается при некотором промежуточном давлении и направляется в подогреватель, куда одновременно поступает конденсат.

Рисунок 52 – Условная схема установки с регенеративным подогревом питательной воды

При решении задач, связанных с регенеративным циклом, удобно пользоваться диаграммой $i-s$. Пересечение адиабаты расширения 1-2 рисунок 53 с изобарой отбора $p_{отб}$ дает точку, характеризующую состояние пара в отборе.

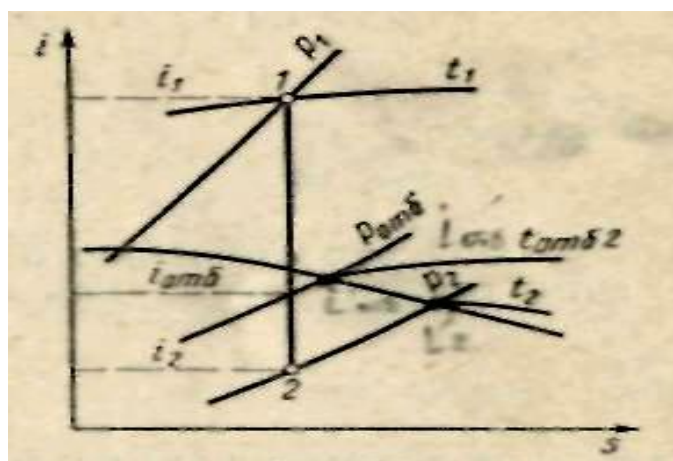


Рисунок 53 – Схема установки с регенеративным подогревом питательной воды на $i-s$ диаграмме

Все тепловые расчеты, связаны с регенерацией. Принято относить на 1 кг пара, поступающего в турбину. Из схемы, приведенной на рисунке 51, видно, что отбор пара составляет α кг/кг пара. Таким образом, от каждого килограмма пара, поступающего в двигатель, $(1-\alpha)$ г пара расширяется в двигателе до конечного давления, а α кг пара расширяется только до давления отбора.

Количество отобранного пара α определяется из уравнения баланса тепла для подогревателя:

$$\alpha = \frac{i'_{отб} - i'_2}{i_{отб} - i'_2}$$

где $i'_{отб}$ – энтальпия конденсата при давлении отбора;

$i_{отб}$ – энтальпия пара отбираемого из турбины;

i_2 – энтальпия конденсата при конечном давлении.

Полезная работа 1 кг пара в регенеративном цикле:

$$l_{op} = (1 - \alpha) \times (i_1 - i_2) + \alpha(i_1 - i_{отб})$$

или после простых преобразований:

$$l_{op} = (i_1 - i_2) - \alpha(i_{отб} - i_2)$$

Количества тепла, затраченного на 1 кг пара, составляет: $i_1 - i'_{отб}$.

Термический КПД регенеративного цикла равен отношению полезно использованного тепла ко всему затраченному:

$$\eta_{ip} = \frac{q_1 - q_2}{q} = \frac{l_{op}}{i_1 - i_{отб}} = \frac{i_1 - i_2 - \alpha(i_{отб} - i_2)}{i_1 - i_{отб}}$$

На рисунке 54 приведена схема установки с двумя отборами пара и смешивающими подогревателями, а на рисунке 55 дано условное изображение процесса расширения пара в турбине в $i-s$ диаграмме. Значения α_1 и α_2 определяют из уравнения баланса тепла для первого и второго подогревателя:

$$\alpha_1 = \frac{i'_{отб1} - i'_{отб2}}{i_{отб1} - i'_{отб2}}$$

$$\alpha_1 = \frac{(1 - \alpha)(i'_{отб2} - i'_2)}{i_{отб2} - i'_2}$$

где $i_{отб1}$ – энтальпия пара в первом отборе;

$i'_{отб2}$ – энтальпия пара во втором отборе;

$i'_{отб1}$ – энтальпия конденсата при давлении пара первого отбора;

$i'_{отб2}$ – энтальпия конденсата при давлении пара второго отбора;

i_2 – энтальпия конденсата при конечном давлении.

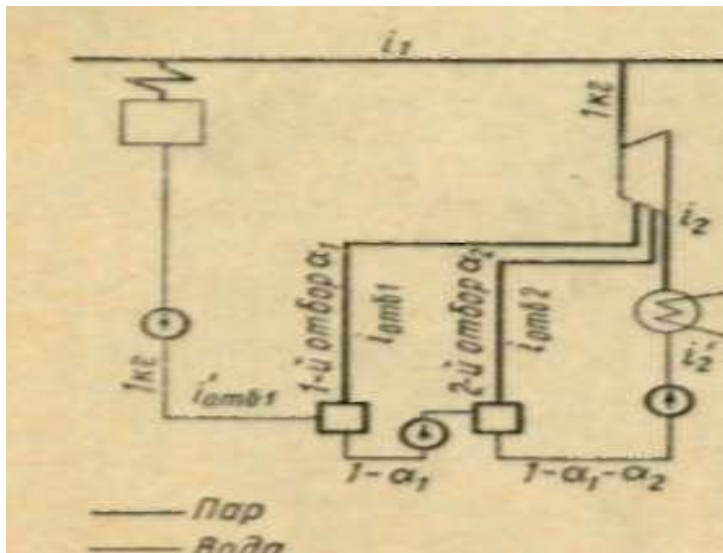


Рисунок 54 – Схема установки с двумя отборами пара со смешивающими подогревателями

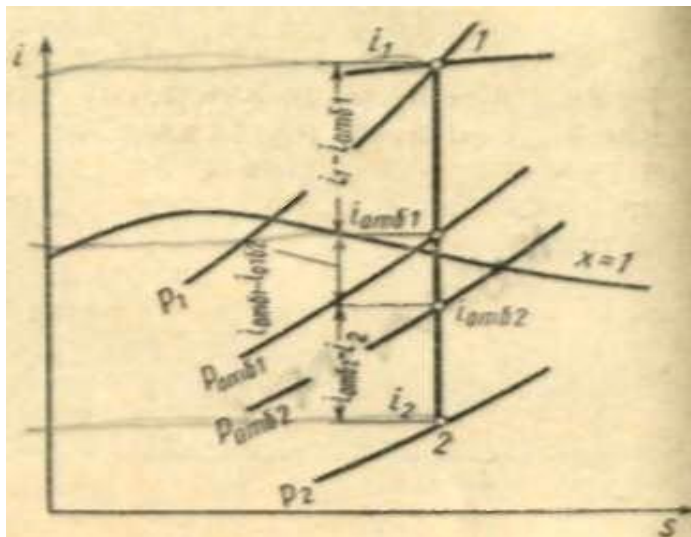


Рисунок 55 – Условное изображение процесса расширения пара в турбине в $i-s$ диаграмме

Полезная работа 1кг пара, составляет $i_1 - i'_{отб1}$

Термический КПД регенеративного цикла с двумя отборами:

$$\eta_{ip} = \frac{q_1 - q_2}{q} = \frac{l_{op}}{i_1 - i'_{отб1}} = \frac{i_1 - i_2 - \alpha_1(i_{отб1} - i_2) - \alpha_2(i_{отб2} - i_2)}{i_1 - i'_{отб1}}$$

Удельный расход пара в регенеративном цикле, кг/(кВт×час):
- если значения i в кДж/кг

$$\eta_{ip} = \frac{3600}{i_1 - i_2 - \alpha_1(i_{отб1} - i_2) - \alpha_2(i_{отб2} - i_2)}$$

- если значения i в ккал/кг

$$\eta_{ip} = \frac{860}{i_1 - i_2 - \alpha_1(i_{омб1} - i_2) - \alpha_2(i_{омб2} - i_2)}$$