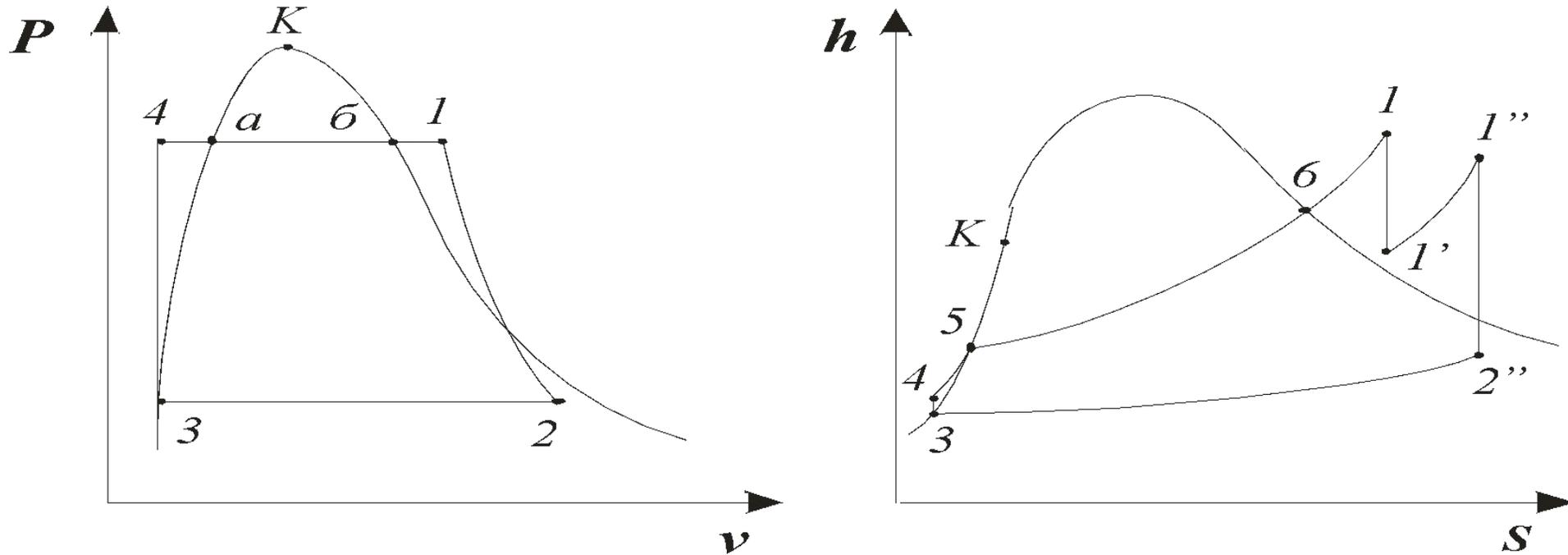


## Паросиловая установка работает по циклу Ренкина.

Выполнить расчет термодинамического цикла паросиловой установки



### Исходные данные:

- давление и температура перегретого пара перед турбиной  $P_1 = 11$  МПа,  $t_1 = 560$  °С;
- давление пара в конденсаторе  $P_2 = 140$  кПа;
- теоретическая мощность установки  $N = 17,5$  МВт.

## Определить:

1. Значения функций состояния в характерных точках цикла  $P, v, t, T, u, h, s$ .
2. Удельную работу цикла  $\ell_u$ , термический КПД  $\eta_t$  и КПД цикла Карно  $\eta_t^K$ , осуществляемого в том же интервале температур.
3. Удельный расход пара  $d$  и теплоты  $q$ .
4. Расходы пара  $D$  и теплоты  $Q$  при заданной мощности паросиловой установки.

Как изменится термический КПД цикла Ренкина, если ввести промежуточное адиабатное расширение до давления 2 МПа, а затем вторичный перегрев при постоянном давлении до температуры 510 °С?

$$P_1' \quad t_1''$$

## Точка 1.

На диаграмме «h-s» ищем точку пересечения изобары  $P_1 = 11$  МПа и изотермы  $t_1 = 560$  °С.

По найденной точке определяем удельные значения энтропии и энтальпии в точке 1:

$$s_1 = 6,72 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad h_1 = 3510 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Значение удельного объема определяем по диаграмме по линиям изохор  $v_1 = 0,033$  м<sup>3</sup>/кг.

Удельное значение внутренней энергии рассчитывается из выражения определения энтальпии:

$$u_1 = h_1 - P_1 \cdot v_1 = 3510 \cdot 10^3 - 11 \cdot 10^6 \cdot 0,033 = 3147 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг} = 3147 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

## Точка 2

Адиабата ( $s_1 = s_2$ ) до пересечения с изобарой  $P_2 = 0,14$  МПа. В точке пересечения определяем необходимые параметры.  $s_2 = 6,72$  кДж/(кг·К),  $h_2 = 2490$  кДж/кг.

Значение удельного объема определяем по диаграмме по линиям изохор  $v_2 = 1,2$  м<sup>3</sup>/кг.

Удельное значение внутренней энергии

$$u_2 = h_2 - P_2 \cdot v_2 = 2490 \cdot 10^3 - 0,14 \cdot 10^6 \cdot 1,2 = 2322 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 2322 \text{ кДж/кг.}$$

В точке 2, на выходе из турбины будет влажный насыщенный пар. Степень сухости пара определяется по диаграмме  $x_2 \approx 0,91$ .

Для определения  $t_2$  следует по изобаре  $P_2 = 0,14$  МПа поднять до линии сухого насыщенного пара ( $x = 1$ ) и найти, какая изотерма выйдет из этой точки  $t_2 \approx 109$  °С

Температуру в точке 2 можно определить также по таблицам для водяного пара при давлении насыщения  $P_2 = 0,14$  МПа ( $t_2 \approx 109,3$  °С).

Определение параметров пара и воды в 3, 4, а и в точках цикла ведется по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара на линии насыщения.

### Точка 3.

Отработанный пар с параметрами точки 2 полностью конденсируется, поэтому в точке 3 у нас будет конденсат (вода) с температурой  $t_3 = t_2$ .

В точке 3 все параметры определяются для кипящей воды.

$$P_3 = 0,14 \text{ МПа}; \quad t_3 = 109 \text{ }^\circ\text{С}; \quad v_3 = 0,00105 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad s_3 = 1,411 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$h_3 = 458,4 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

$$u_3 = h_3 - P_3 \cdot v_3 = 458,4 \cdot 10^3 - 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,00105 = 458,3 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг} = 458,3 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

#### Точка 4.

Затем вода подается в насос, где давление повышается до давления на входе в котел, равного  $P_4 = P_1 = 11$  МПа, температура практически не меняется  $t_4 \approx t_3 = 109$  °С.

Процесс сжатия воды будет изохорным (вода несжимаемая жидкость) и без изменения энтропии  $s_4 = s_3 = 1,411$  кДж/(кг·К) .

Удельное значение энтальпии определяется из I начала термодинамики:

$$h_4 = h_3 + v_3 \cdot (P_4 - P_3) = 458,3 \cdot 10^3 + 0,00105 \cdot (11 - 0,14) \cdot 10^6 = 469,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 469,7 \text{ кДж/кг.}$$

$$u_4 = h_4 - P_4 \cdot v_4 = 469,7 \cdot 10^3 - 11 \cdot 10^6 \cdot 0,00105 = 458,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 458,2 \text{ кДж/кг.}$$

### Точка а.

В процессе изобарного подвода теплоты ( $P_a = P_4 = 11 \text{ МПа}$ ) вода закипает, поэтому параметры в точке а соответствуют кипящей жидкости.

По таблицам термодинамических свойств воды на линии насыщения имеем:

$$t_a = 318 \text{ }^\circ\text{C}; v_a = 0,00149 \text{ м}^3/\text{кг}; s_a = 3,432 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); h_a = 1451 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

$$u_a = h_a - P_a \cdot v_a = 1451 \cdot 10^3 - 11 \cdot 10^6 \cdot 0,00149 = 1434,6 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг} = 1435 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

## Точка b.

В процессе изобарного подвода теплоты ( $P_b = P_a = 11 \text{ МПа}$ ) при постоянной температуре ( $t_b = t_a = 318 \text{ °С}$ ) из кипящей воды получаем сухой насыщенный пар. По таблицам термодинамических свойств сухого насыщенного пара имеем:

$$v_b = 0,0160 \text{ м}^3/\text{кг}; s_b = 5,553 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); h_b = 2705 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

$$u_b = h_b - P_b \cdot v_b = 2705 \cdot 10^3 - 11 \cdot 10^6 \cdot 0,0160 = 2529 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг} = 2529 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Затем сухой насыщенный пар в пароперегревателе в изобарном процессе превращается в перегретый пар с параметрами точки 1.

# Значения параметров и функций состояния в характерных точках цикла

№№ пп	P, МПа	t, °C	T, К	v, м <sup>3</sup> /кг	x	h, кДж/кг	u, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)
1	14	560	833	0,033		3510	3147	6,72
2	0,14	109	382	1,2	0,91	2490	2322	6,72
3	0,14	109	382	0,00105	0	458,4	458,3	1,411
4	11	109	382	0,00105		469,7	458,2	1,411
a	11	318	591	0,00149	0	1451	1435	3,432
b	11	318	591	0,0160	1	2705	2529	5,553

**Удельная работа цикла** определяется как алгебраическая сумма работ, полученной при расширении пара в турбине ( $w_m$ ) и затраченной на сжатие воды в насосе ( $w_n$ ):

$$w_{\text{ц}} = w_m + w_n = 1020 - 10,9 \approx 1009 \text{ кДж/кг.}$$

Полезная работа в турбине определяется из I начала термодинамики для потока применительно к адиабатному процессу:

$$w_m = h_1 - h_2 = 3510 - 2490 = 1020 \text{ кДж/кг.}$$

Работа на сжатие воды в насосе (аналогично):

$$w_n = h_3 - h_4 = 458,4 - 469,7 = -10,9 \text{ кДж/кг.}$$

Подведенная теплота  $q_{\text{под}} = h_1 - h_4 = 3510 - 469,7 \approx 3040 \text{ кДж/кг.}$

Удельное значение подведенной теплоты в цикле определяется из I начала термодинамики для потока применительно к изобарному процессу.

## Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{w_u}{q_{под}} = \frac{1020}{3040} = 0,336$$

## Термический КПД цикла Карно:

$$\eta_t^K = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{382}{833} = 0,541.$$

**Удельный расход пара** в паросиловой установке:

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2} = \frac{3600}{3510 - 2490} = 3,529 \text{ кг/(кВт·ч)} \text{ или } 9,803 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кДж.}$$

**Расход пара  $D$**  определяется из уравнения теплового баланса установки

$D (h_1 - h_2) = 3600 N$  или часовой расход пара

$$D = d \cdot N = 3,529 \cdot 17,5 \cdot 10^3 = 61757 \text{ кг/час} \approx 61,8 \text{ т/час} \approx 17,15 \text{ кг/с.}$$

**Удельный расход теплоты**

$$q = d \cdot (h_1 - h_4) = 3,529 \cdot (3510 - 469,7) = 10729 \text{ кДж/(кВт·ч)} \text{ или } 29,92 \text{ кДж/кДж.}$$

**Расходы теплоты**

$$Q = q \cdot N = 10729 \cdot 17,5 \cdot 10^3 = 187,76 \cdot 10^6 \text{ кДж/час} \approx 52,15 \text{ МВт.}$$

Параметры пара в точке 1', после предварительного адиабатного расширения. ( $s_1 = s_{1'}$ ), определяются по диаграмме «h-s» на пересечении адиабаты из т. 1 с изобарой  $P_1' = 2$  МПа.

Параметры пара в точке 1'', после вторичного перегрева, определяются по диаграмме «h-s» на пересечении изобары  $P_1' = P_1'' = 2$  МПа с изотермой  $t_1'' = 510$  °С.

Параметры пара в точке 2'', после адиабатного расширения. ( $s_{1''} = s_{2''}$ ), определяются по диаграмме «h-s» на пересечении адиабаты из т. 1'' с изобарой  $P_2'' = P_2 = 0,14$  МПа. В этой точке получается перегретый пар  $h_{1'} = 3000$  кДж/кг,  $h_{1''} = 3490$  кДж/кг;  $s_{1''} = 7,47$  кДж/(кг.К).  $h_{2''} = 2770$  кДж/кг

Работа цикла и подведенная теплота определяются аналогично расчетам по исходному варианту.

$$w_{\text{ц}}^{\text{вн}} = (h_1 - h_{1'}) + (h_{1''} - h_{2''}) + (h_3 - h_4) = (3510 - 3000) + (3490 - 2770) + (458,4 - 469,7) \approx 1241 \text{ кДж/кг.}$$

$$q_{\text{под}}^{\text{вн}} = (h_1 - h_4) + (h_{1''} - h_{1'}) = (3510 - 469,7) + (3490 - 3000) \approx 3530 \text{ кДж/кг.}$$

### **Термический КПД цикла с промежуточным перегревом**

$$\eta_t^{\text{вн}} = \frac{w_{\text{ц}}^{\text{вн}}}{q_{\text{под}}^{\text{вн}}} = \frac{1241}{3530} = 0,352$$

**Расходы пара и теплоты** в паросиловой установке с вторичным перегревом определяются исходному варианту:

$$d' = \frac{3600}{(h_1 - h_{1'}) + (h_{1''} - h_{2''})} = \frac{3600}{(3510 - 3000) + (3490 - 2770)} = 2,927 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

$$D' = d' \cdot N = 2,927 \cdot 17,5 \cdot 10^3 = 51222 \text{ кг/час} \approx 51,2 \text{ т/час} \approx 14,23 \text{ кг/с}.$$

$$q' = d' \cdot [(h_1 - h_4) + (h_{1''} - h_{1'})] = 2,927 \cdot [(3510 - 469,7) + (3490 - 3000)] = \\ = 10333 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

$$Q' = q' \cdot N = 10333 \cdot 17,5 \cdot 10^3 = 180,83 \cdot 10^6 \text{ кДж/час} \approx 50,23 \text{ МВт}.$$