

Термодинамика

Термодинамика открытых систем.
Компрессоры и паротрубинные
установки

Литература

1. Драганов Б.Х., Кузнецов А.В. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве.-М.: Агропромиздат, 1990.-276 с.
2. Баскаков А.В. Теплотехника. Москва:Энергия,-1985.-320 с.
3. Захаров А.А. Применение теплоту в сельском хозяйстве. -Москва: Агропроимздат, 1985.-186 с.
4. Захаров А.В. Практикум по применению теплоту в сельском хозяйстве. -Москва:Колос, 1984.-156 с.
5. Драганов Б.Х. Курсовое проектирование по применению теплоту в сельском хозяйстве. -Москва: Агропромиздат, 1989.-208 с.

Турбины

Турбина – это тепловой двигатель, предназначенный для преобразования тепловой энергии рабочего тела в механическую энергию вращения ротора.

В паровых турбинах рабочим телом является водяной пар (реальный газ), а в газовых – продукты сгорания топлива (почти идеальный газ).

Турбины

Паровые турбины подразделяются на **конденсационные** (типа «К») и **теплофикационные** (типа «Т» и «ПТ»):

- турбины с теплофикационным отбором пара (типа «Т»).

Отбор пара при давлениях 0,7-2,5 бар используется в системах теплофикации (отопления и горячего водоснабжения);

Обозначение паровых турбин

- турбины типа «П» с регулируемыми отборами пара при давлениях 5-12 бар, предназначенными для производственных нужд;
- турбины типа «ПТ» с двумя отборами пара;
- турбины с противодавлением (типа «Р»), когда отработавший в турбине пар используется для производственных нужд;

Примеры обозначений турбин: К-800-240; ПТ-135-130/7; Р-100-130/15, где первая цифра – мощность в МВт, вторая – давление свежего пара в барах.

Обозначение паровых турбин

Цифра в знаменателе: теплофикационной турбины – давление регулируемого отбора пара в барах; турбины с противодавлением – давление противодавленческого пара.

По давлению свежего пара турбины бывают:

$p_0 \leq 40$ бар – среднего давления;

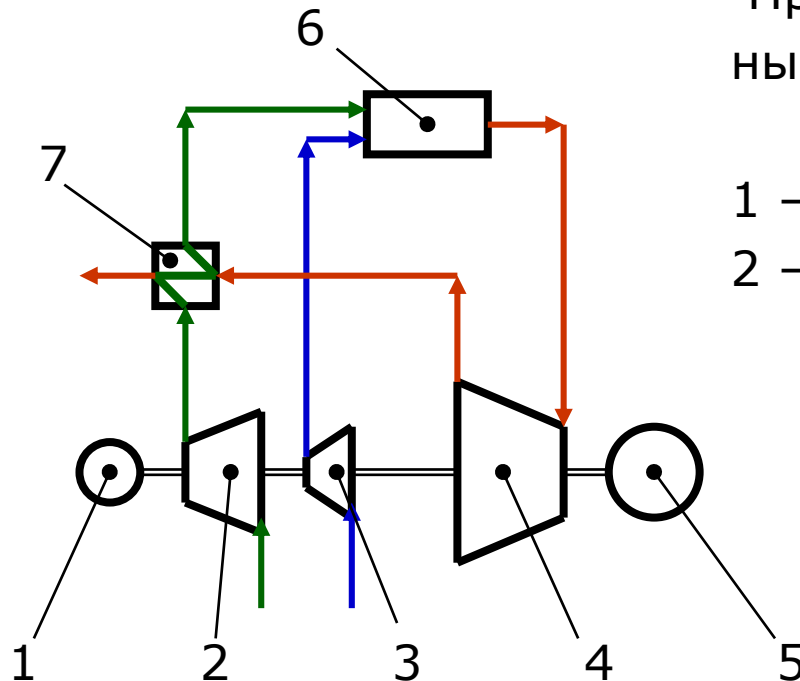
$p_0 \leq 90$ бар – высокого давления;

$p_0 \leq 130$ бар – повышенного давления;

$p_0 > p_{кр}$ – сверхкритического давления.

Газотурбинная установка (ГТУ)

Приведена схема ГТУ с изобарным горением и регенерацией.



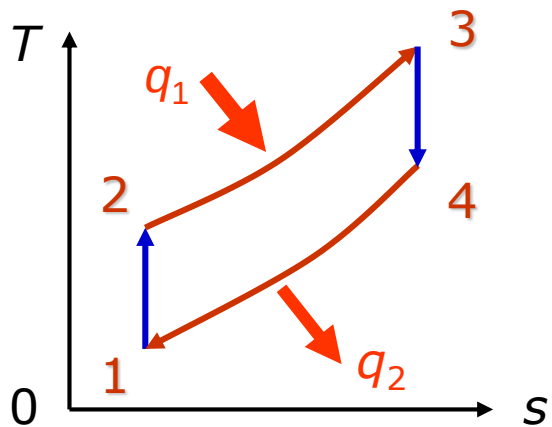
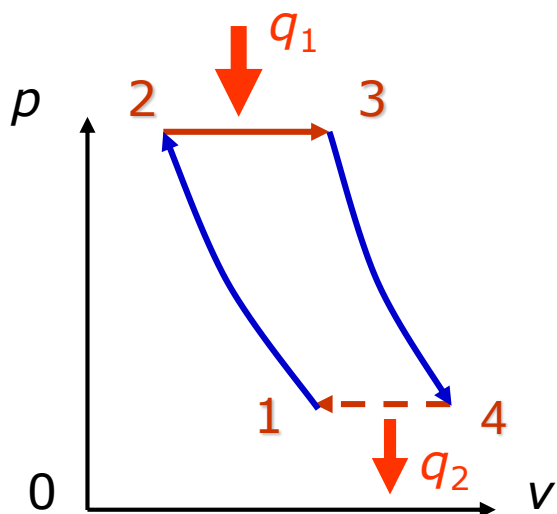
1 – пусковой двигатель;
2 – воздушный компрессор;

3 – топливный ком-
прессор для газа (или
насос для жидкого
топлива);

4 – газовая турбина; 5 – электрогенератор;

6 – камера сгорания; 7 – регенератор.

Цикл ГТУ без регенерации



Допущения:

- рабочее тело – идеальный газ;
- изменение состояния рабочего тела обратимое;
- цикл замкнутый;
- сгорание топлива заменяется изобарным подводом теплоты 2-3 от горячего источника к рабочему телу;

Термический КПД цикла ГТУ

- выпуск газов в окружающую среду заменяется изобарным отводом теплоты 4-1 от рабочего тела к холодному источнику.

1-2 адиабатное сжатие рабочего тела в компрессоре;

3-4 адиабатное расширение рабочего тела в газовой турбине.

Основным показателем цикла является его **термический КПД**:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} . \quad (1)$$

Соотношения между параметрами в процессах

Для адиабатных процессов 3-4 и 1-2 соотношение между параметрами $p_4 v_4^k = p_3 v_3^k$; $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$.

Поделив левые и правые части двух последних соотношений, и сократив $p_4 = p_1$ и $p_3 = p_2$, получим:

$$v_4/v_1 = v_3/v_2.$$

В изобарных процессах 2-3 и 4-1 объемы газа изменяются пропорционально температурам

$$T_4/T_1 = v_4/v_1; \quad T_3/T_2 = v_3/v_2.$$

Поэтому в выражении (1) последняя дробь сокращается.

Окончательное выражение термического КПД цикла ГТУ

Вводим понятие степени сжатия в компрессоре:

$$\beta = p_2/p_1,$$

учитываем, что для адиабатного процесса:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}.$$

Тогда окончательное выражение термического КПД ГТУ

$$\eta_t = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k}. \quad (2)$$

Из уравнения (2) следует, что при увеличении степени повышения давления β термический КПД растет.

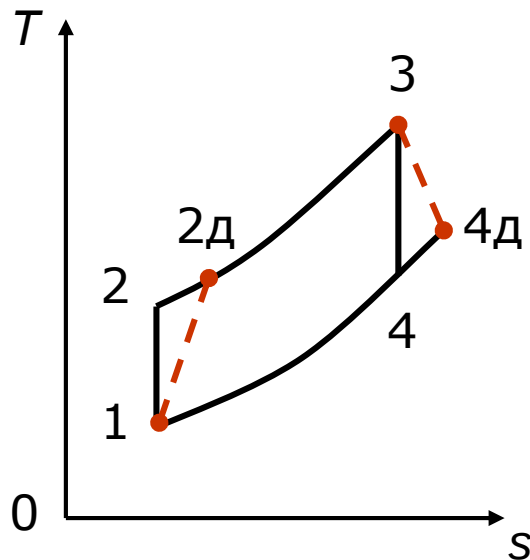
ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов

В простейшей схеме ГТУ без регенерации основными являются потери с уходящими газами ($T_4=400$ °С и выше).

Поэтому все ГТУ бывают с регенерацией теплоты уходящих газов для подогрева сжатого в компрессоре воздуха перед подачей его в камеру сгорания.

На вышеприведенной схеме была изображена именно такая газотурбинная установка.

Учет необратимости в ГТУ



Теоретический цикл ГТУ – 12341,
действительный – 12д34д1.

1-2 и 1-2д – теоретическое и
действительное сжатия воздуха
в компрессоре;

3-4 и 3-4д – теоретическое и
действительное расширения
газов в турбине.

Учет необратимости в ГТУ

Необратимые потери в ГТУ учитываются **внутренними относительными КПД**

компрессора:

$$\eta_k = (T_2 - T_1) / (T_{2d} - T_1)$$

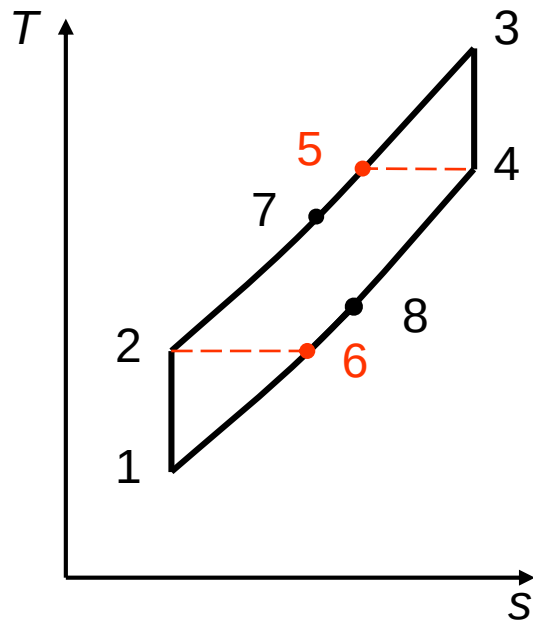
и турбины:

$$\eta_t = (T_3 - T_{4d}) / (T_3 - T_4).$$

Индикаторная
работа ГТУ, Дж/кг:

$$l_i = c_p (T_3 - T_4) \eta_m - \frac{c_p (T_2 - T_1)}{\eta_k}. \quad (3)$$

ГТУ с регенерацией



Степень регенерации:

Регенерация повышает КПД газотурбинной установки, то есть снижает удельный расход топлива.

Предельная регенерация:

$$t_{5в} = t_{4г}; \quad t_{6г} = t_{2в},$$

то есть теплота, подведенная к воздуху в регенераторе, равна отданной газами теплоте).

Из-за потерь теплоты

$$t_7 < t_5; \quad t_8 > t_6 -$$

действительная регенерация.

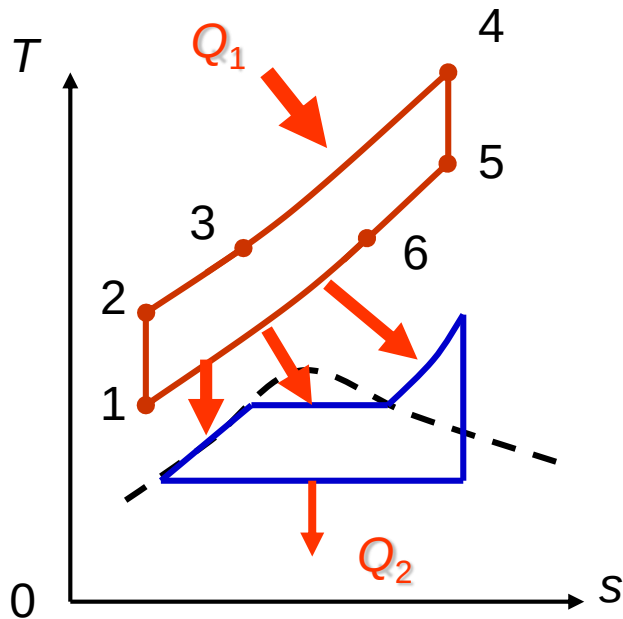
$$\sigma = \frac{T_7 - T_2}{T_5 - T_2} = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_6}.$$

Процессы цикла ГТУ с регенерацией

Процессы цикла ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов для подогрева воздуха:

- 1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре;
- 2-7 – изобарный нагрев воздуха в регенераторе;
- 7-3 – изобарный подвод теплоты q_1 в камере сгорания;
- 3-4 – адиабатное расширение газа в турбине;
- 4-8 – изобарное охлаждение газа в регенераторе;
- 8-1 – изобарный отвод теплоты q_2 от газа к окружающему воздуху.

Парогазовый цикл (ПГУ)



1234561 – цикл ГТУ с
регенерацией,

в котором: $t_{max} \sim 1000 \text{ }^{\circ}\text{C};$
 $t_{min} \sim 150 \text{ }^{\circ}\text{C}.$

Теплота охлаждения газов
5-6 в регенераторе идет на
подогрев воздуха 2-3.

Оставшаяся теплота газов используется для генерации пара
в паротурбинной установке.

Цикл парогазовой установки (ПГУ)

Цикл ПТУ изображен синим цветом.

В цикле ПТУ: $t_{max} \sim 600 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{min} \sim 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

В цикле ПГУ: $t_{max} \sim 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{min} \sim 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$,

поэтому КПД ПГУ выше отдельных ГТУ и ПТУ,
то есть комбинированный цикл экономичнее.

Для генерации 1 кг пара необходимо иметь m кг газа.

Мощности турбины

Если обозначить через N_0 мощность идеального двигателя, то за вычетом тепловых и внутренних потерь получим внутреннюю (индикаторную) мощность N_i ;

за вычетом механических потерь N_m – эффективную мощность на валу ротора турбины:

$$N_e = N_i - N_m.$$

Электрическая мощность N_{ε} снимается с клемм генератора.

Она меньше эффективной на величину электрических потерь N_r в генераторе:

$$N_{\varepsilon} = N_e - N_r.$$

КПД

Коэффициенты полезного действия (КПД) характеризуют совершенство двигателя.

Механический КПД учитывает механические потери (на трение и привод вспомогательных механизмов):

$$\eta_m = N_e / N_i.$$

Для турбин мощностью 500–5000 кВт механический КПД $\eta_m = 96\text{--}99\%$, то есть потери составляют 4–1%.

КПД электрического генератора:

$$\eta_r = N_{\text{э}} / N_e.$$

У электрогенераторов мощностью 500–5000 кВт $\eta_r = 92\text{--}96\%$.

Относительные КПД

Относительный внутренний (индикаторный) КПД: $\eta_{oi} = N_i / N_0$.

Относительный эффективный КПД:

$$\eta_{oe} = N_e / N_0 = N_i \eta_m / N_0 = \eta_{oi} \eta_m.$$

Относительный электрический КПД:

$$\eta_{oэ} = N_{э} / N_0 = N_i \eta_m \eta_{г} / N_0 = \eta_{oi} \eta_m \eta_{г}.$$

Эти КПД учитывают соответственно внутренние, механические и электрические потери.

Для турбин $\eta_{oэ} = 60-84\%$.

Абсолютные КПД

Если учесть еще и тепловые потери, которые характеризуются термическим КПД паротурбинной установки η_t , то получим соответствующие абсолютные КПД.

Слово «абсолютный» обычно отбрасывается.

Внутренний (индикаторный) КПД:

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \eta_t \eta_{oe} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = \eta_i \eta_m$$

Электрический КПД:

$$\eta_{\varepsilon} = \eta_t \eta_{o\varepsilon} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{\Gamma} = \eta_i \eta_m \eta_{\Gamma}$$

Удельный расход пара

При электрической мощности турбины $N_{\text{э}}$ и ее располагаемом теплопадении H_0 необходимый **расход пара, кг/с**:

$$D = N_0 / H_0 = N_{\text{э}} / (H_0 \eta_{\text{оэ}}).$$

Наряду с коэффициентами полезного действия экономичность паротурбинной установки характеризуется **удельным расходом пара на единицу мощности, кг/МДж**:

$$d_{\text{э}} = D / N_{\text{э}} = (H_0 \eta_{\text{оэ}})^{-1}.$$

Значения удельных расходов пара

Для современных ПТУ при номинальной мощности

$$d_{\text{э}} = 0,85 - 1 \text{ кг/МДж} = 3 - 3,6 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}.$$

Удельный расход пара и КПД ПТУ зависят от нагрузки турбины, так как при этом изменяются величины отдельных потерь.

Мощности ПТУ

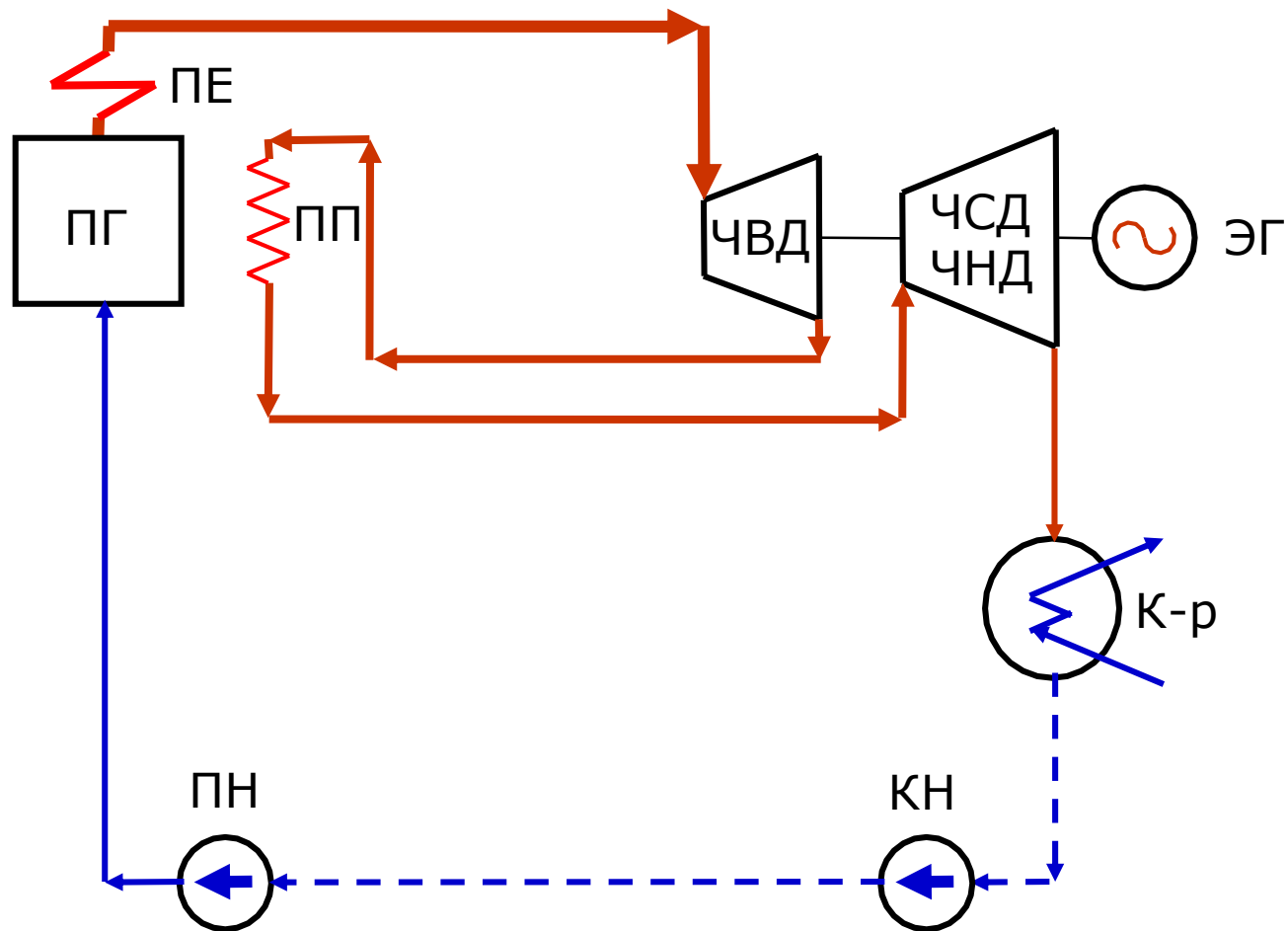
Различают **максимально длительную мощность $N_{дл}$** , с которой турбогенератор может надежно и достаточно экономично работать длительное время (тысячи часов).

Для конденсационных турбин $N_{дл}$ совпадает с **номинальной мощностью N_n** , то есть с мощностью, определяемой заводом-изготовителем.

Тепловой расчет турбины выполняется на так называемую **экономическую мощность $N_{эк}$** , то есть мощность ПТУ при ее максимальном КПД.

Обычно $N_{дл} = (0,8-1)N_{эк}$.

Турбина с промежуточным перегревом пара



Теоретический цикл Ренкина для ПТУ с промежуточным перегревом пара

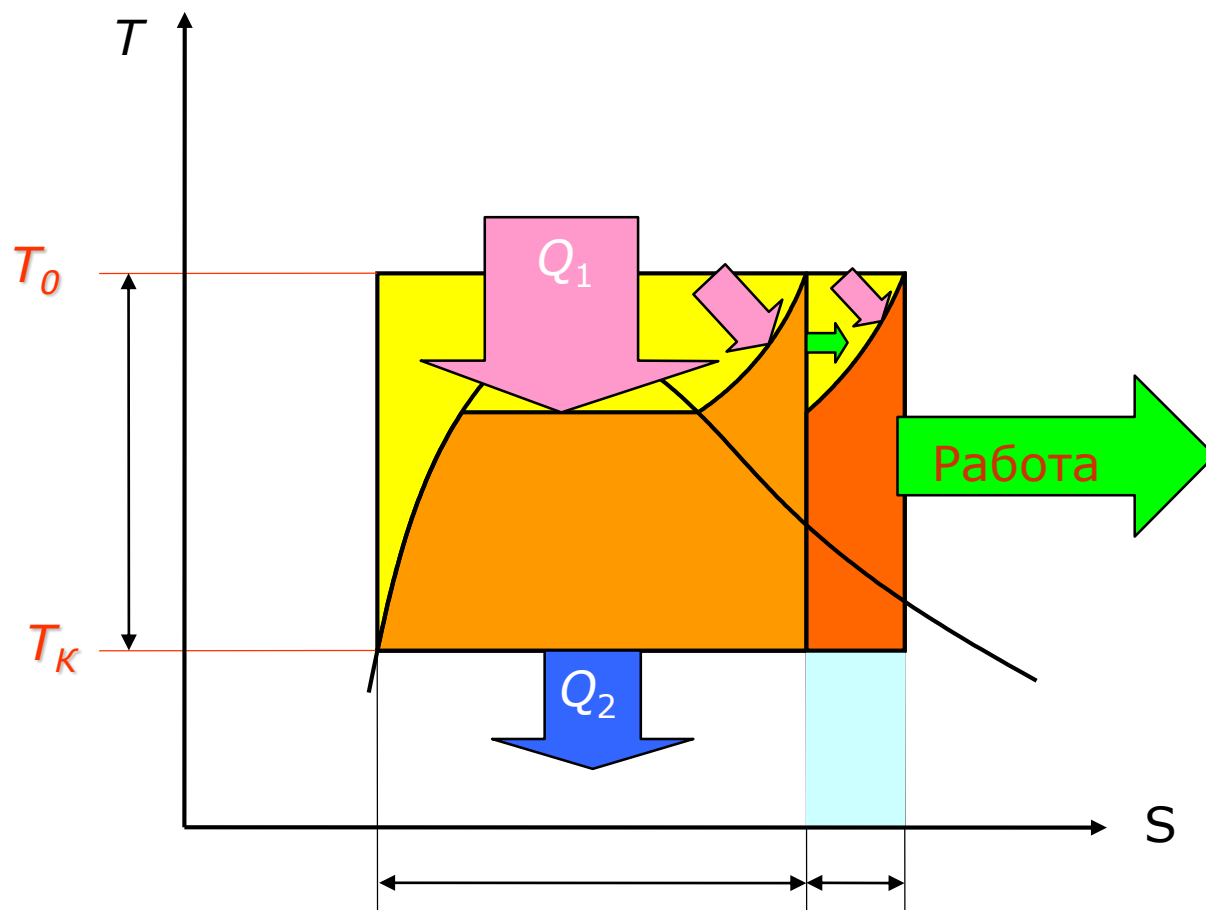
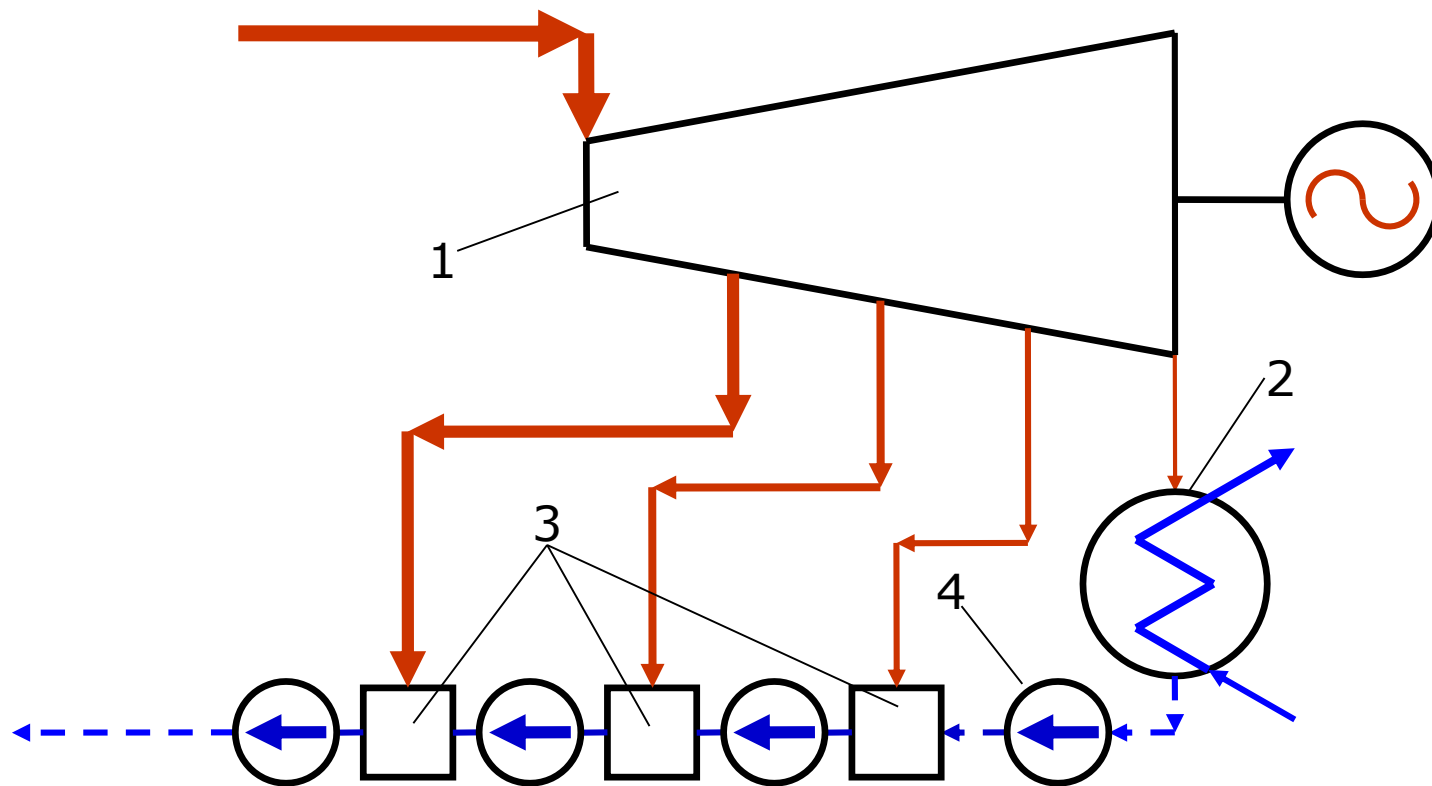


Схема ТЭС с регенеративным подогревом питательной воды



1 – турбогенераторная установка; 2 – конденсатор; 3 – регенеративный подогреватель; 4 – насос

Регенеративный подогрев питательной воды

