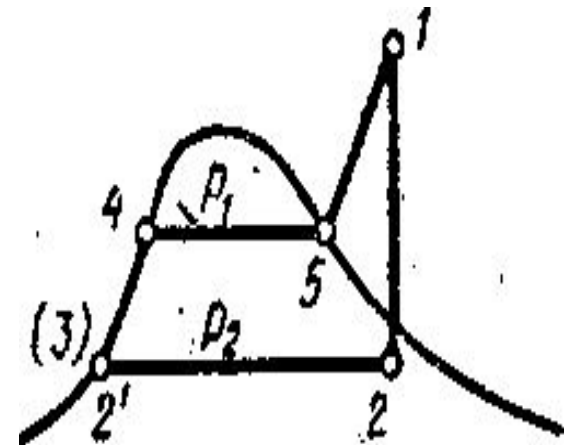
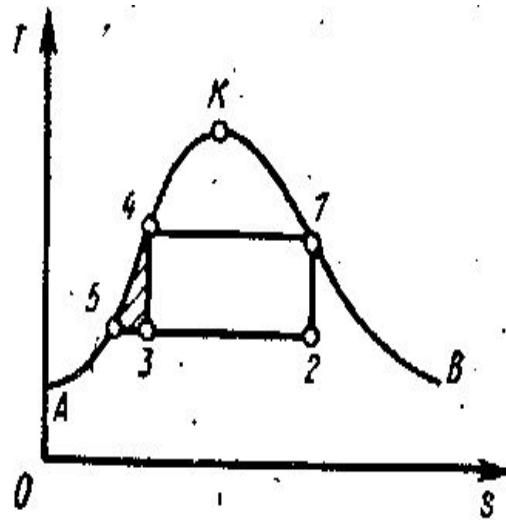
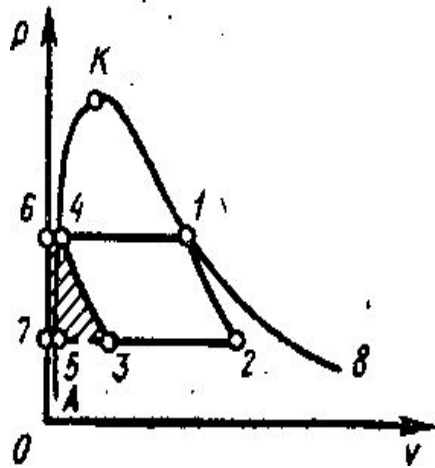


ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

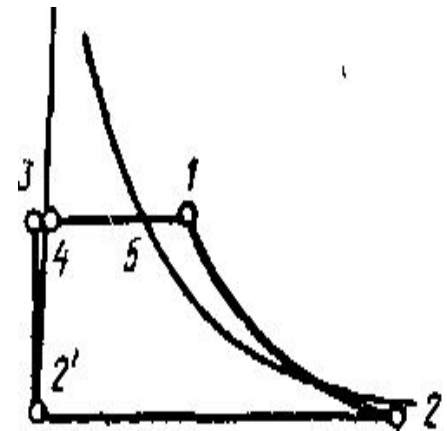
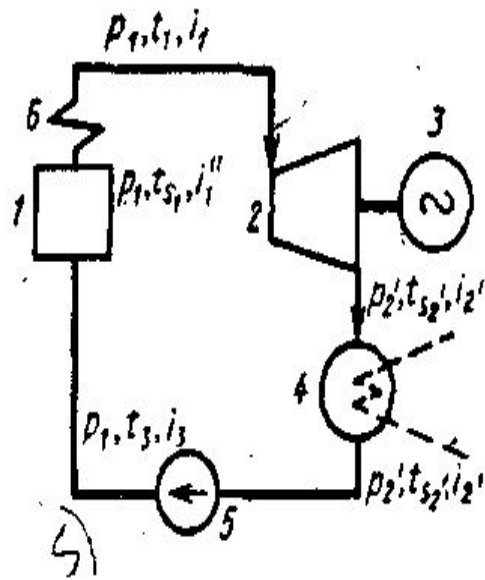
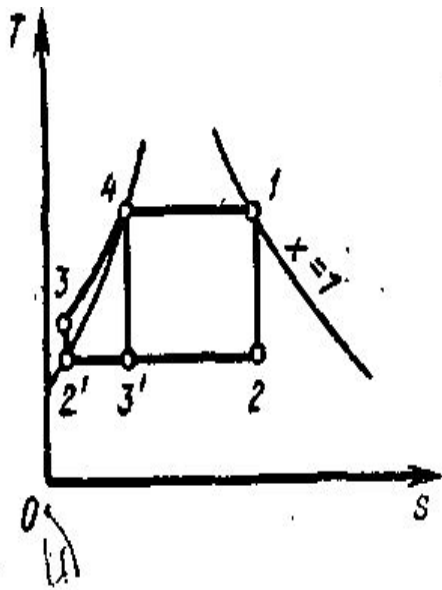
Турбинные тепловые двигатели отличаются тем, что они кинетическую энергию газа преобразовывают в механическую работу. Поэтому потенциальная энергия топлива должна быть предварительно преобразована в кинетическую. С этой целью за счёт подвода тепловой энергии к рабочему телу турбины, в результате чего происходит изменение его объёма и как следствие скорости движения потока.

Преобразования кинетической энергии потока в механическую в турбине происходит в процессе расширения, т.е. изменения параметров потока - давления, температуры и скорости потока. Процесс расширения в турбине происходит в специальных элементах конструкции турбины называемых сопловыми и рабочими каналами или часто говорят решётками, которые формируются из специально профилируемых лопаток.

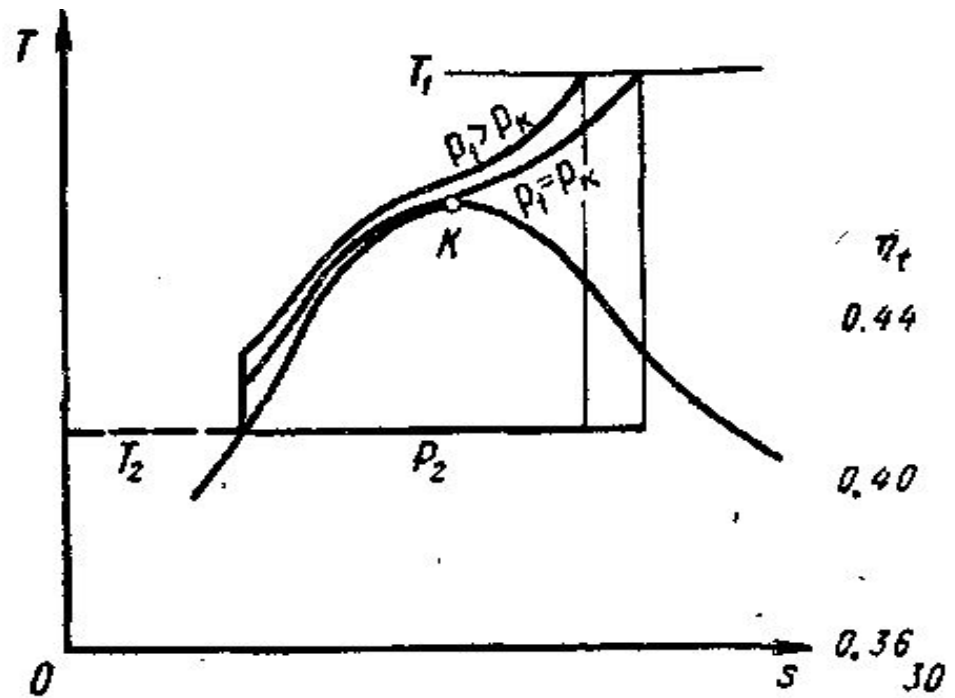
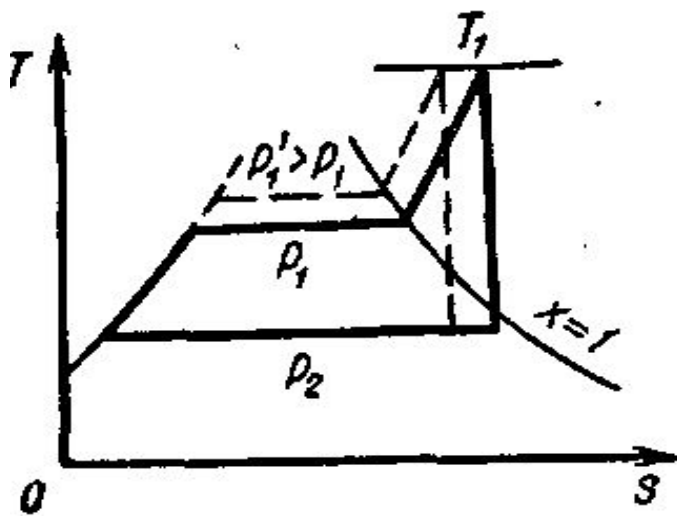
1. Цикл Карно с влажным паром в $p-v$ – диаграмме.
2. Цикл Карно с влажным паром в $T-S$ – диаграмме.
3. Цикл с перегревом пара в $T-S$ – диаграмме.

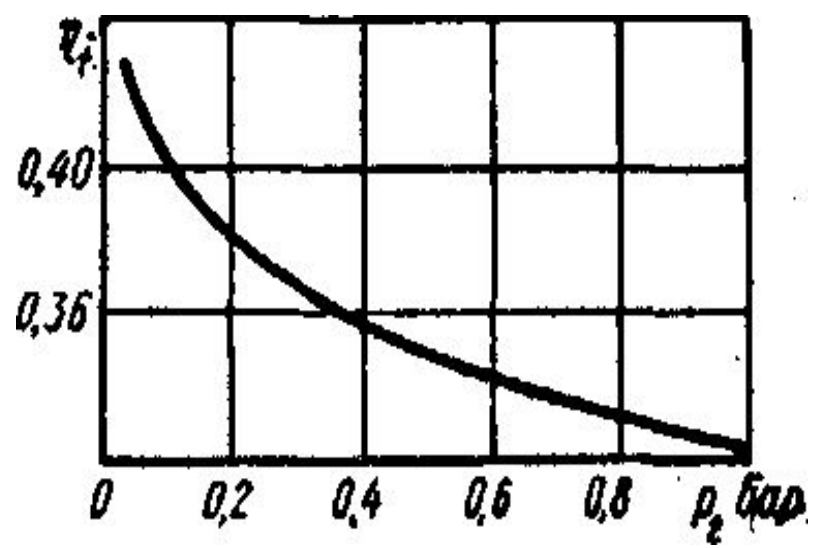
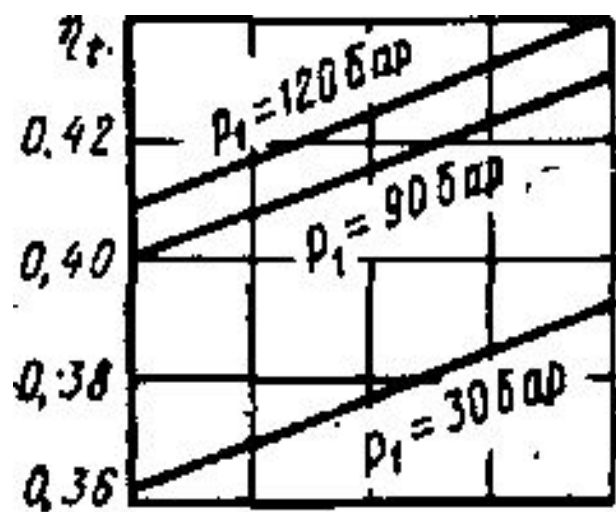


Сравнение цикла паросиловой установки с циклом Ренкина с циклом Карно (p-v и T-S-диаграммах)



Паротурбинные циклы в T-S-диаграмме с давлением пара на входе в турбину:
 до критического давление;
 до критического давление;
 сверхкритическое давление.





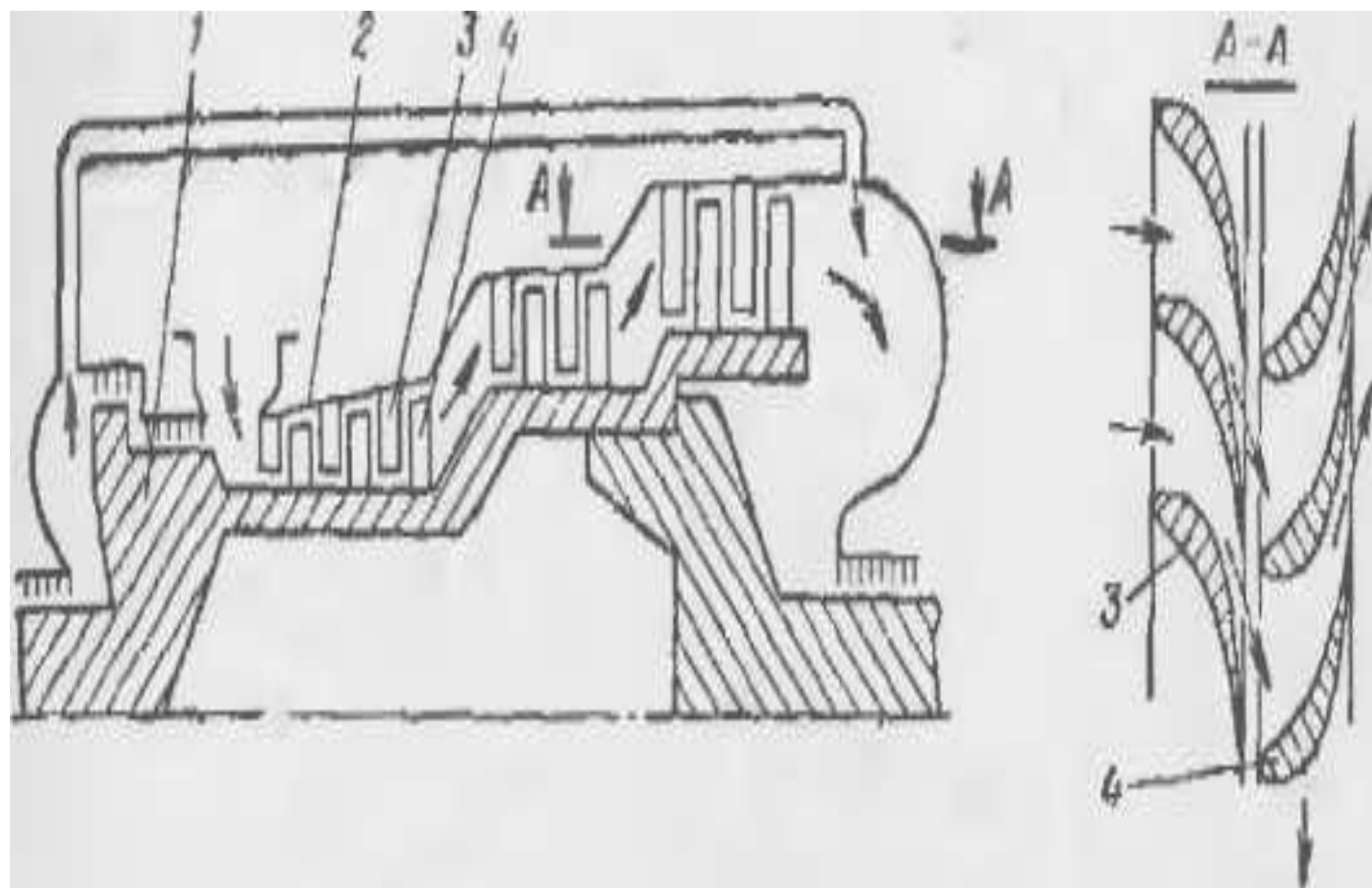


Рис. 3. Схема многоступенчатой осевой реактивной турбины и отдельной ступени

Решётка сопловых лопаток укреплена в корпусе турбины. Рабочие каналы образуют лопатки закреплённые на роторе турбины. Конструкция ротора может быть выполнена как барабанного типа, так и дискового. Совокупность сопловой и рабочей решётки называют ступенью турбины.

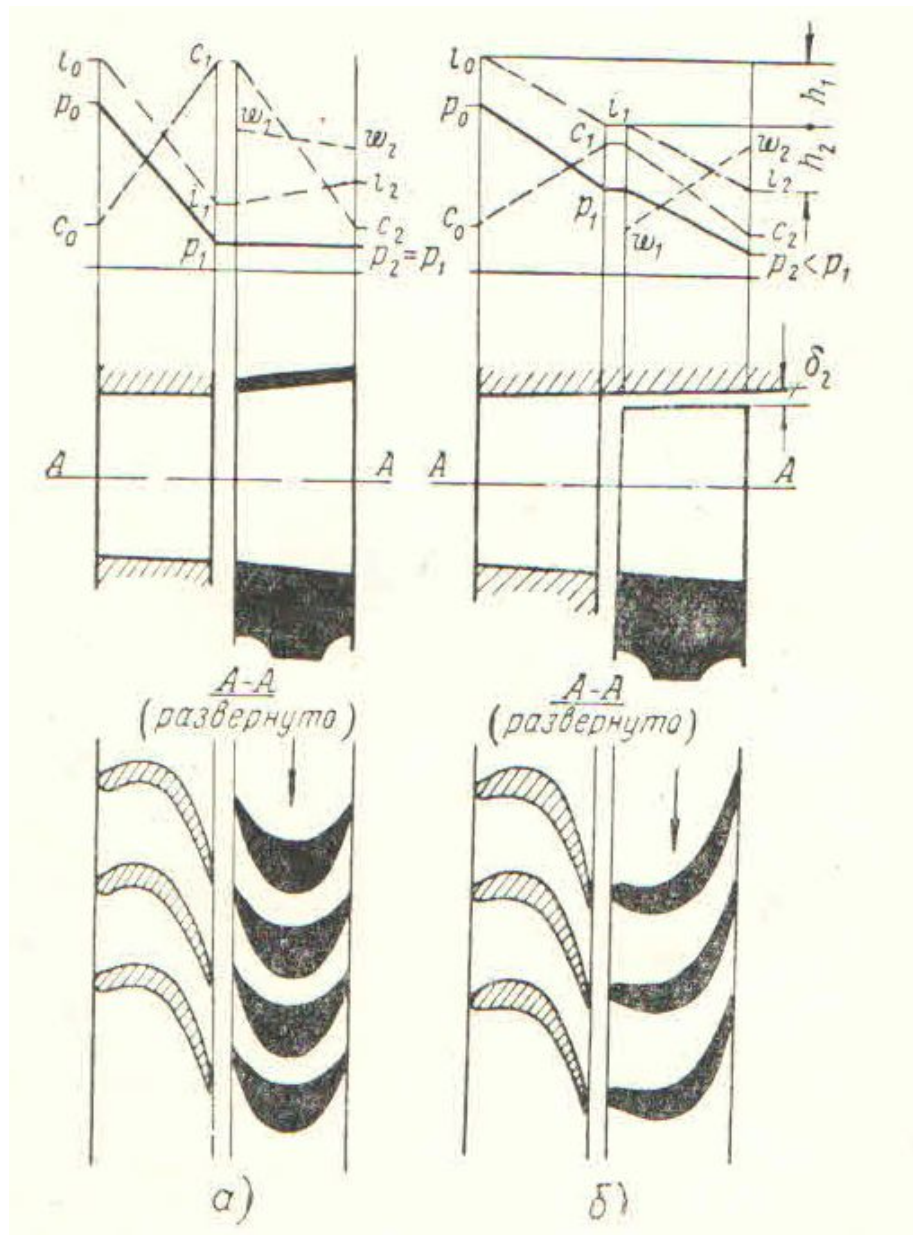
Поток входит в сопловую решётку и расширяется в ней в результате чего происходит падение давления и увеличение скорости потока, т.е. происходит преобразование потенциальной энергии давления в кинетическую (скоростную). Это изменение можно выразить уравнением с использованием процесса расширения в h - s диаграмме.

$$h_0 - h_1 = (A/2g)(c_1^2 - c_0^2)$$

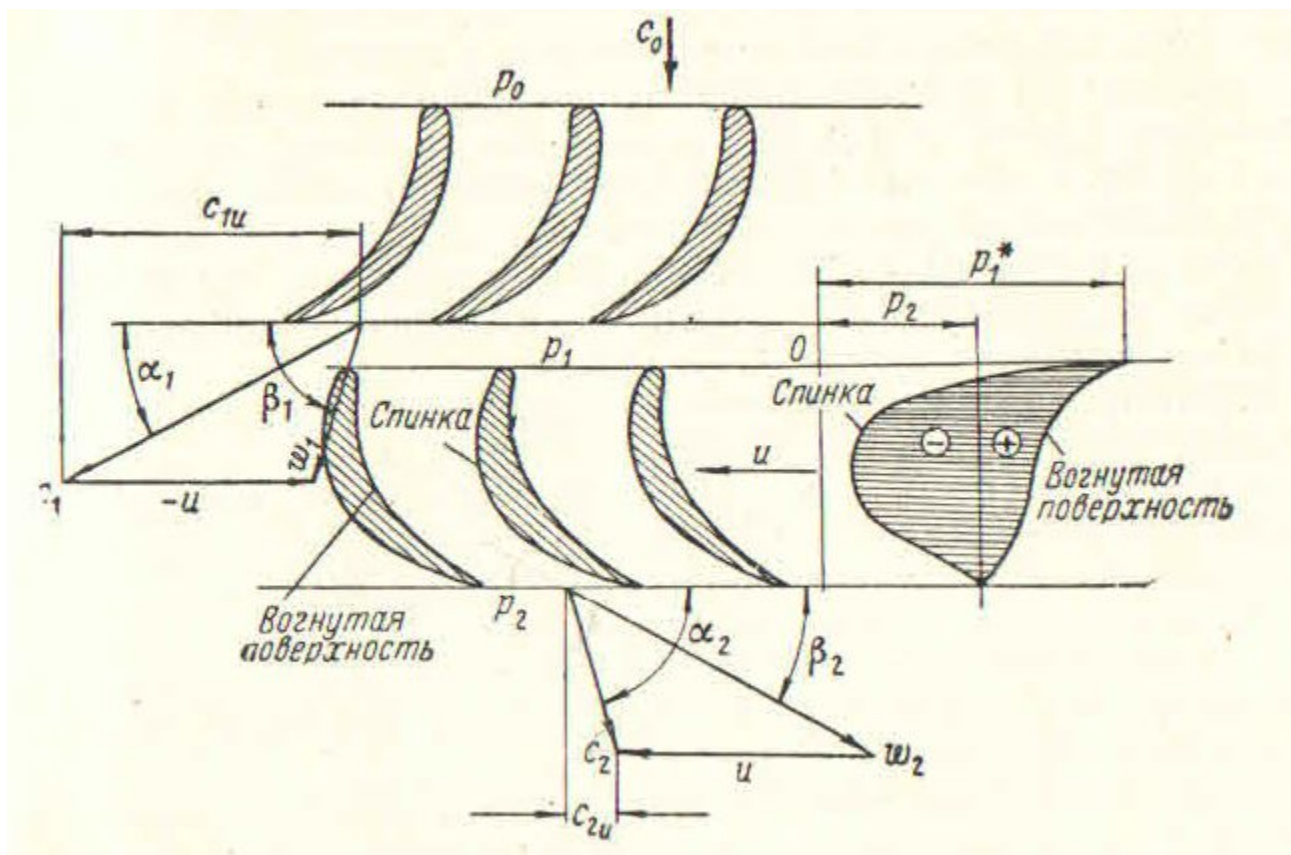
где $h_0 - h_1$ – разность начального и конечного теплосодержание потока или тепловой перепад в ккал/кг;

$A = (1/427)$ – тепловой эквивалент работы в ккал/кг м;
 $c_1^2 - c_0^2$ – конечная c_1 и начальная c_0 скорости потока,
м/с.

Срабатывание давления может происходить как в сопловой решётке, так и в рабочей. **Если полное** давление срабатывается в сопловой решётке ступень **называется активной**, если частично в сопловой и рабочей ступень **называется реактивной**. Отношение адиабатического теплоперепада тепла в рабочей решётке к суммарному в сопловой и рабочей называется ***степенью реактивности***.



Схемы активной (а) и реактивной (б) ступеней



Развертка на плоскости ступени осевой турбины (треугольники скоростей и эпюра давлений по профилю рабочей лопатки)

Как было сказано в сопловой решетке за счёт преобразования потенциальной энергии давления происходит увеличение скорости потока с которой он поступает в рабочую решётку в результате определённого расположения рабочих лопаток поток меняет своё направление. Вследствие поворота струи возникает сила, приложенная к лопаткам, которая и производит механическую работу вращения диска. Возникновение этой силы объясняется тем, что за счёт определённого профиля лопатки при его обтекании потоком между обеими сторонами лопатки образуется разность давлений, создающая силу. А именно, давление на вогнутой поверхности, за счёт меньшей длины обтекания, существенно выше, чем на выпуклой. Возникающая при повороте потока сила, приложенная к лопатке, может быть определена по формуле

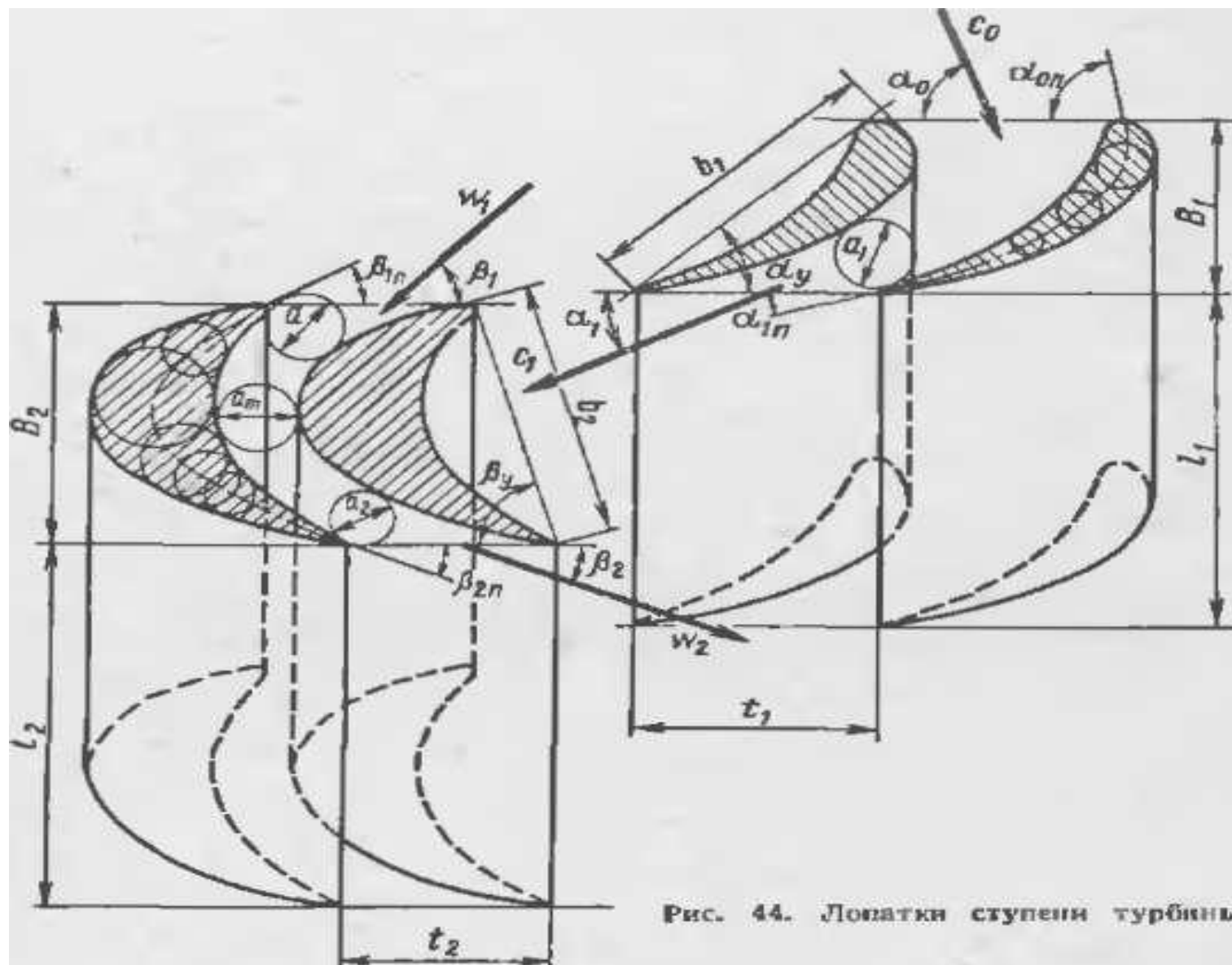


Рис. 44. Лопатки ступени турбины

$$P = (1/g)(c_y - c_x),$$

где c_y , c_x – изменение скорости потока, протекающего через решётку за 1 секунду.

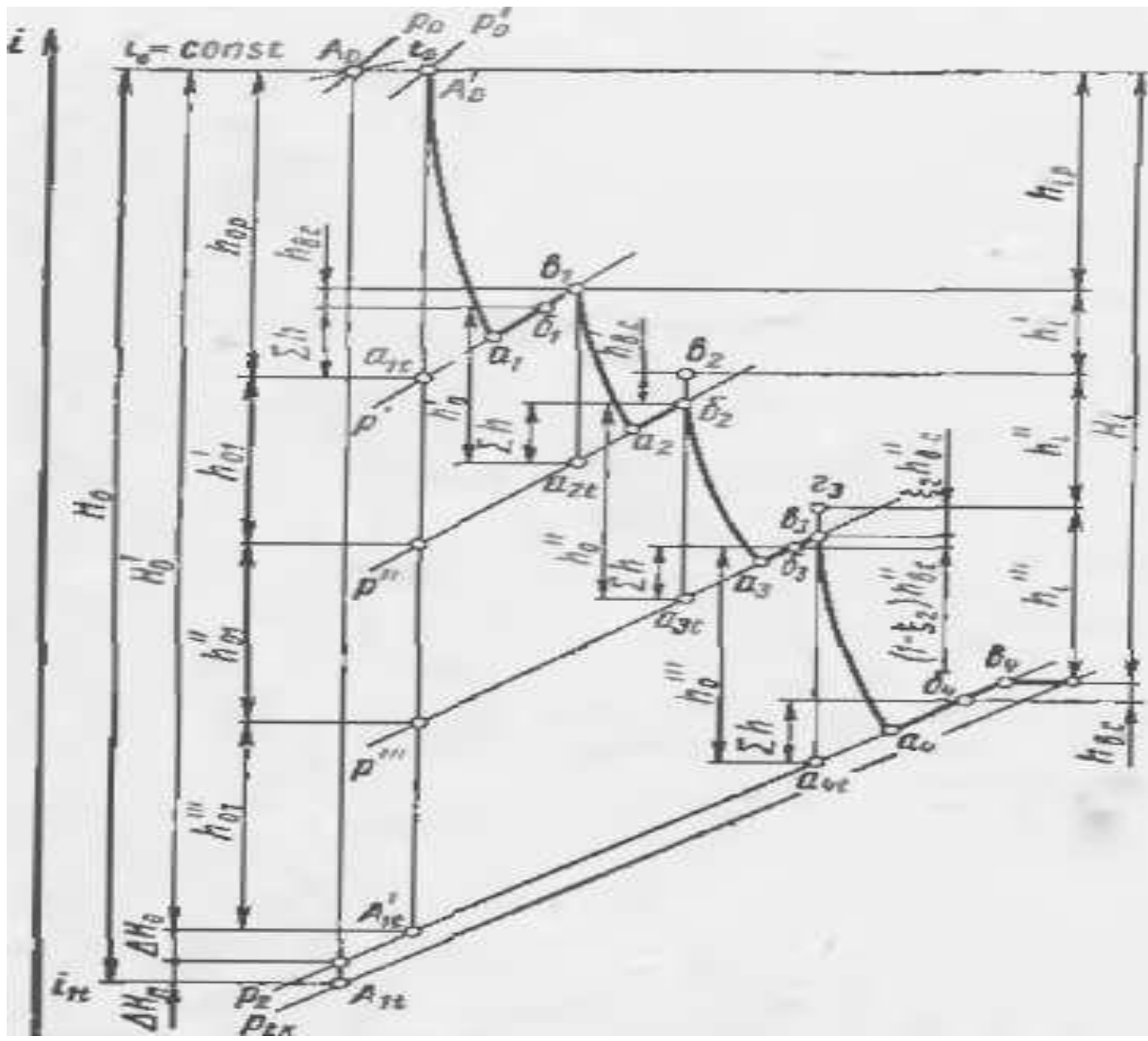
Определив параметры ступени турбины можно рассчитать величину теплоперепада, а следовательно и мощность ступени. Как показали исследования различных авторов предельным тепловым перепадом при рациональной конструкции ступени можно считать 70-80 ккал/кг. Поэтому для получения больших мощностей необходимо несколько ступеней. Такие конструкции получили название многоступенчатые турбины. Особенно широкое распространение такие многоступенчатые турбины получили в стационарной энергетике.

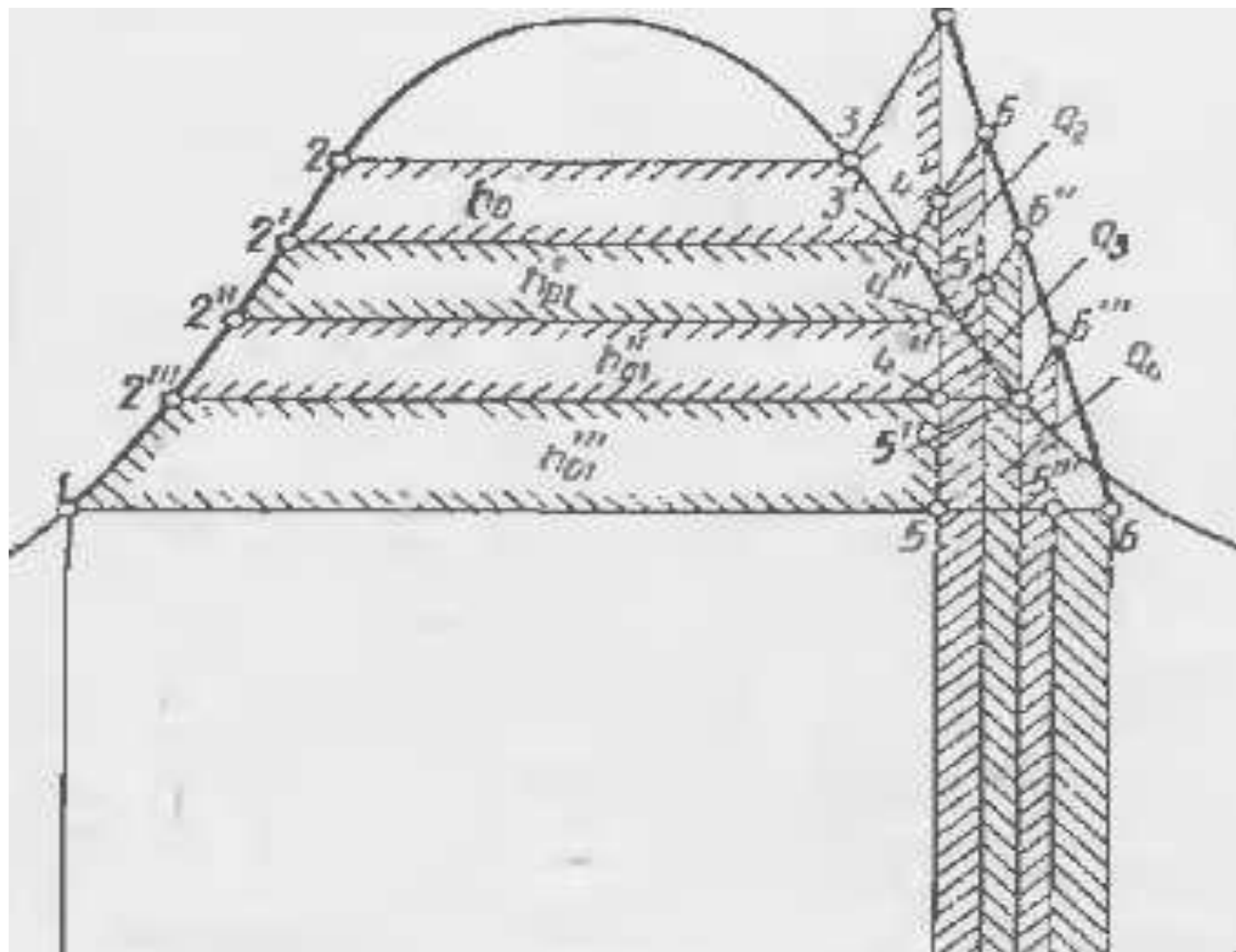
МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

- Основным направлением развития энергетики является повышение начальных параметров для повышения термического к. п. д. цикла турбоустановки. Основными параметрами для паротурбинных установок являются $p_{„}$ — 130+240 кгс/см², $t_{„}$ = 540—565° С, tn п -с 565° С, $рк$ - 0,035 кгс/смг, при которых $hp > 350$ ккал/кг.
- По условиям прочности при высоких температурах в турбинах с $n = 3000$ об/мин выбирают диаметр дисков $d < \sim 0,8 + 1,2$ м, при окружной скорости $n = 120 + 185$ м/с. Например, при $d = 1$ и, 157 м/с получим для каждой из трех типов ступеней теплоперепад равный 6, 12, 47 ккал/кг, т. е, выполнить одноступенчатую турбину с большим теплоперепадом нельзя.
- Решение экономического преобразования тепловой энергии в механическую, найденное Парсонсом, и связано с применением многоступенчатых турбин, представляющих собой соединение нескольких ступеней, в которых происходит последовательное расширение пара. Диски всех ступеней насажены на один вал. Развиваемая мощность в рабочих лопатках каждой ступени суммируется на валу, и через соединительную муфту передается на вал генератора, компрессора и т. д.

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ ПАРА В МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЕ

- Построение i - s -диаграммы процесса при тепловом расчете многоступенчатой турбины необходимо производить из условия наивыгоднейшего значения u/c_y или u/c_a выбрать теплоперепад на каждую ступень, а общий располагаемый теплоперепад на турбину разбить по ступеням.
- На рис. показан суммарный процесс расширения пара в турбине. Потери энергии в каждой ступени представлены суммой потерь $J] h.$





На рис. представлен цикл с многоступенчатой активной турбиной в Ts - диаграмме, который даёт наглядное представление о возврате теплоты в многоступенчатых турбинах. Располагаемый теплоперепад H_0 турбины эквивалентен площади замкнутого цикла 123451 и равен сумме теплоперепадов отдельных ступеней, взятых на основной изоэнтропе 4-5.

$$H_0 = h_0 + h_{o1}^* + h_{o1}^{**} + \dots + , \text{ где } h_0 = S_{2344'3'2'}; h_{o1}^* =$$

Линия действия процесса 4—6 принята прямой для упрощения. Потери энергии в первой ступени (разность энтальпий в точках 6' и 4') равны площади $S_{F4'6'a}$ во второй, третьей и четвертой ступенях соответственно площадям $S_{A_0'6''e}$, $S_{e5''C'''ж}$, $S_{Ж5'''6н}$.

Потери энергии в турбине (разность энтальпий в точках 6 и 5) равны площади $S_{Г5ви}$. Из диаграммы видно, что сумма потерь в отдельных ступенях больше потери в турбине.

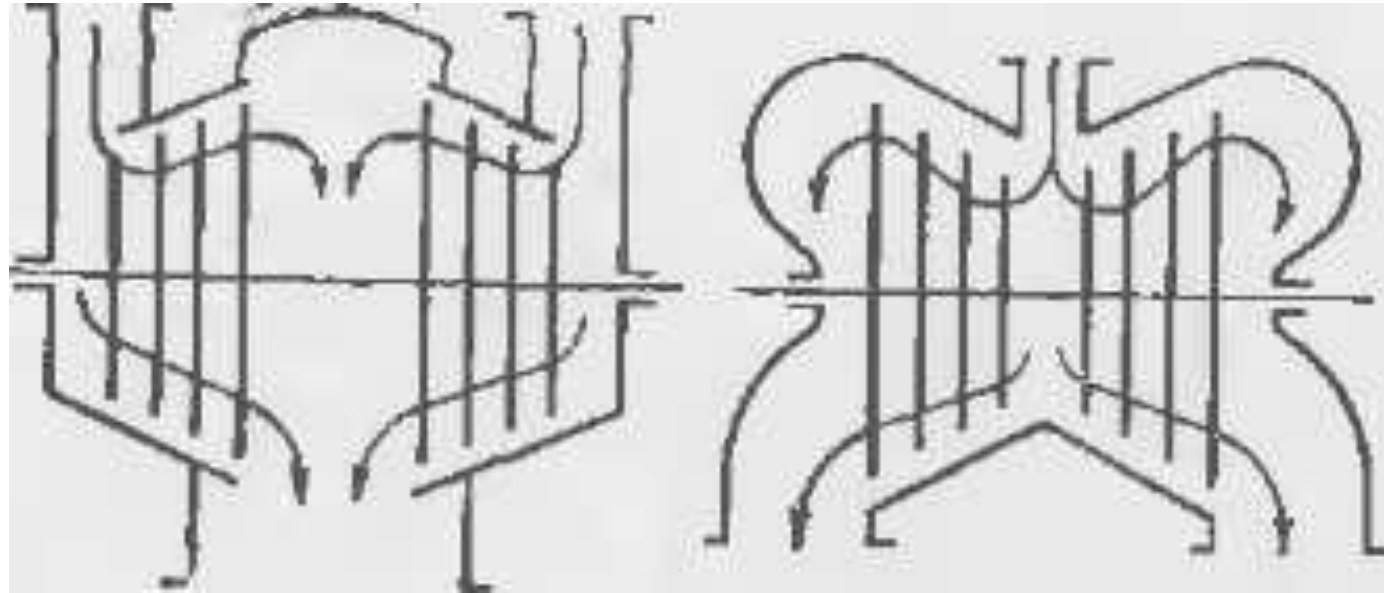
Таким образом, часть кинетической энергии за счет потерь преобразуется в теплоту, при этом теплосодержание перед последующими ступенями увеличивается и частично в них используется.

Температурный перепад каждой ступени возрастает:

Возвращенной теплоте в турбине ΔQ соответствует на T_s - диаграмме площадь $S_{4'6'5'6''E''6'''5''}$.

Отношение

$a = (\Delta Q / H_0)$ называется коэффициентом возврата теплоты и определяет относительное увеличение располагаемого температурного перепада за счет возвращенной теплоты.



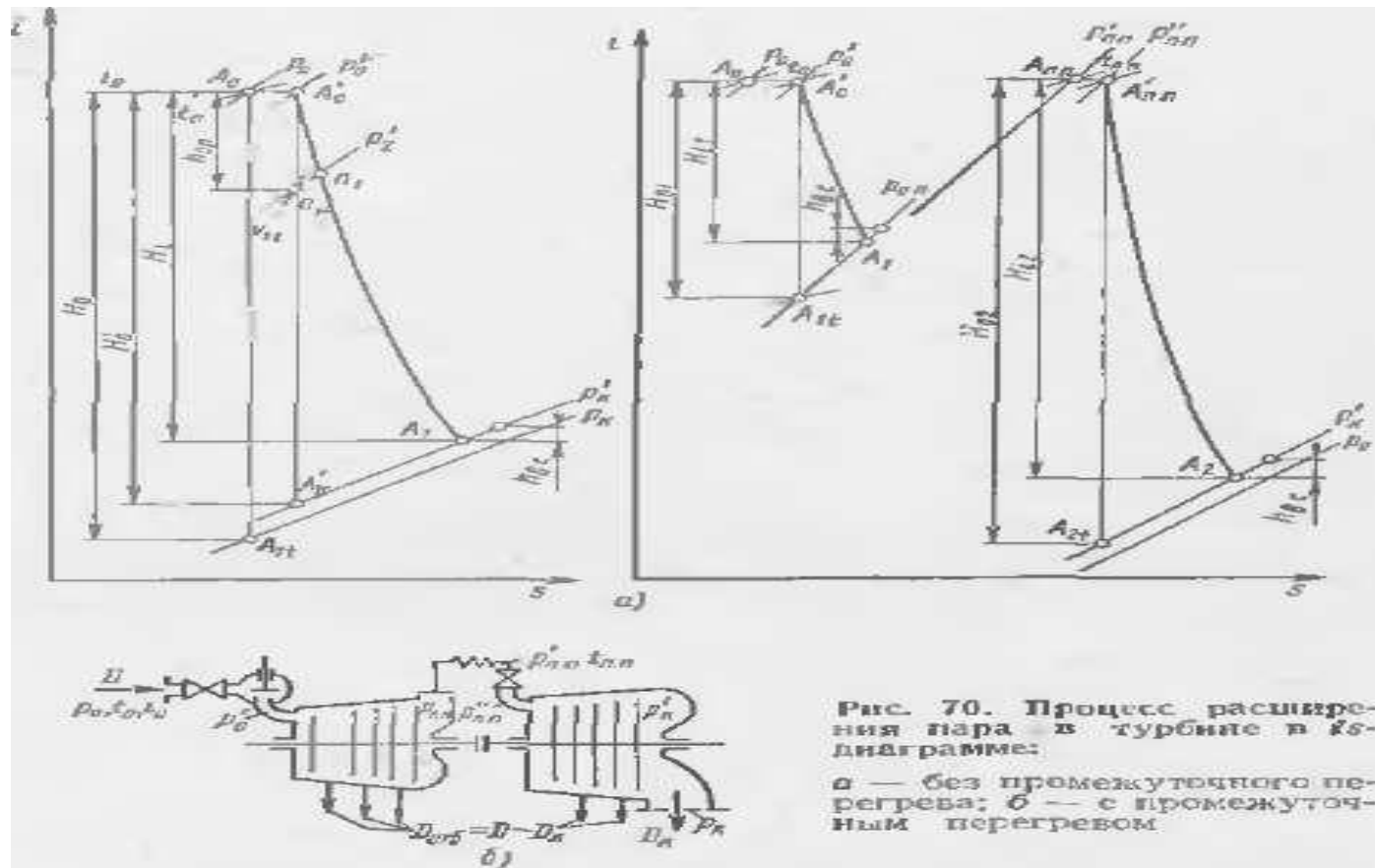


Рис. 70. Процесс расширения пара в турбине в p - s -диаграмме:
 а — без промежуточного перегрева; б — с промежуточным перегревом

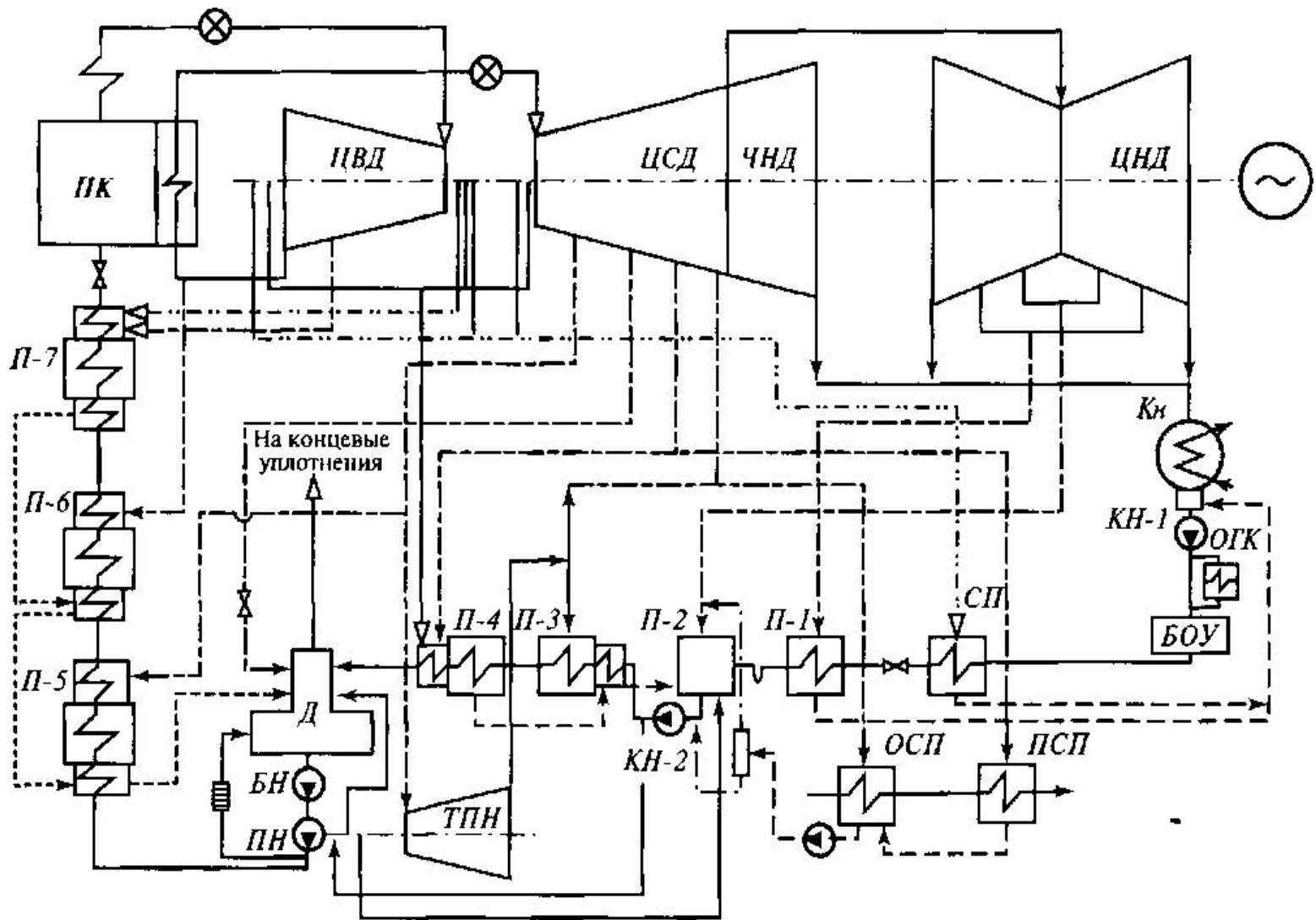
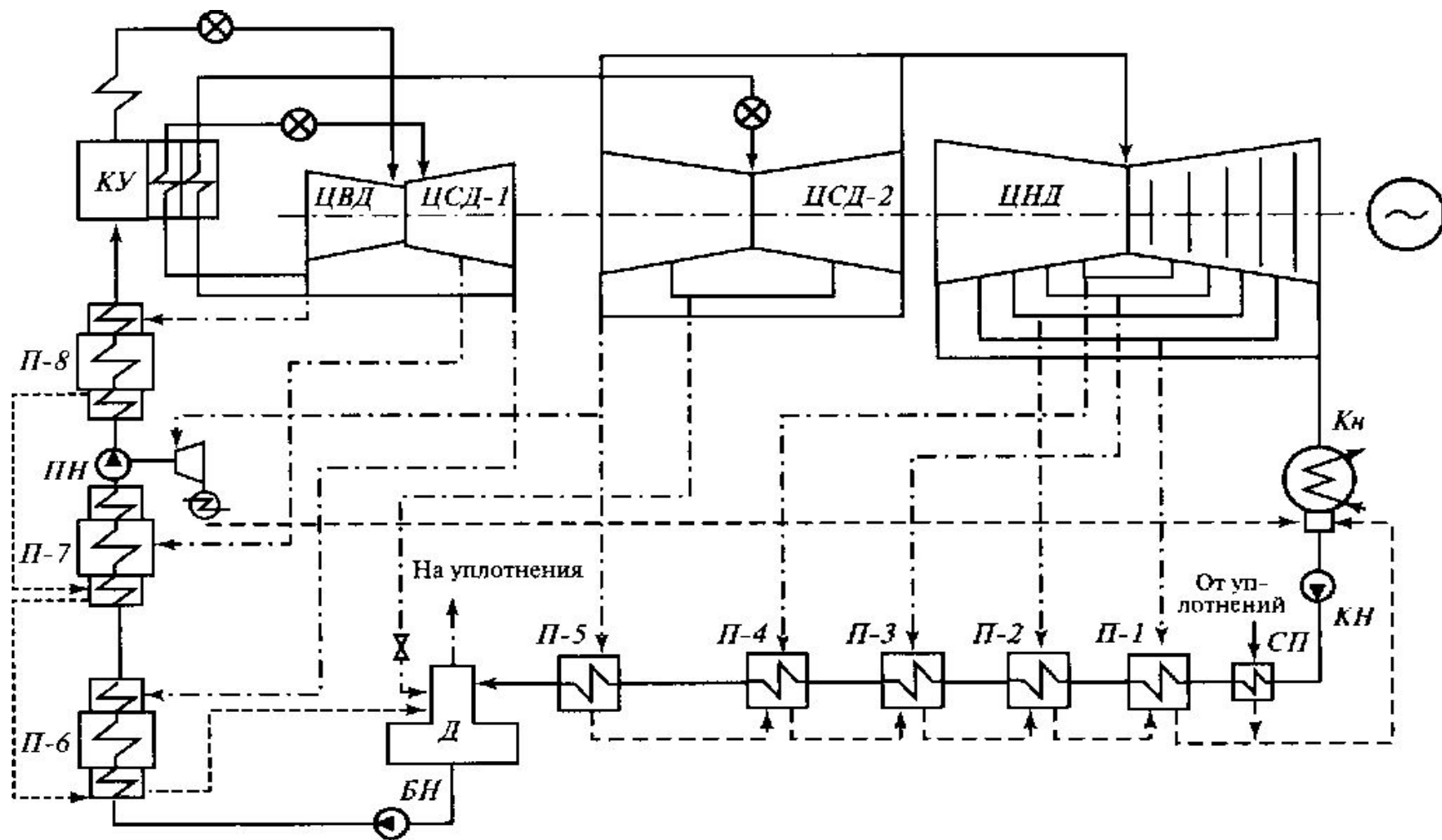


Рис. 8.8. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-300-23,5

Рис. 8.11. Принципиальная тепловая схема энергоблока с турбиной фирм «Дженерал Электрик» и «Тошибя» ($p = 31 \text{ МПа}$)



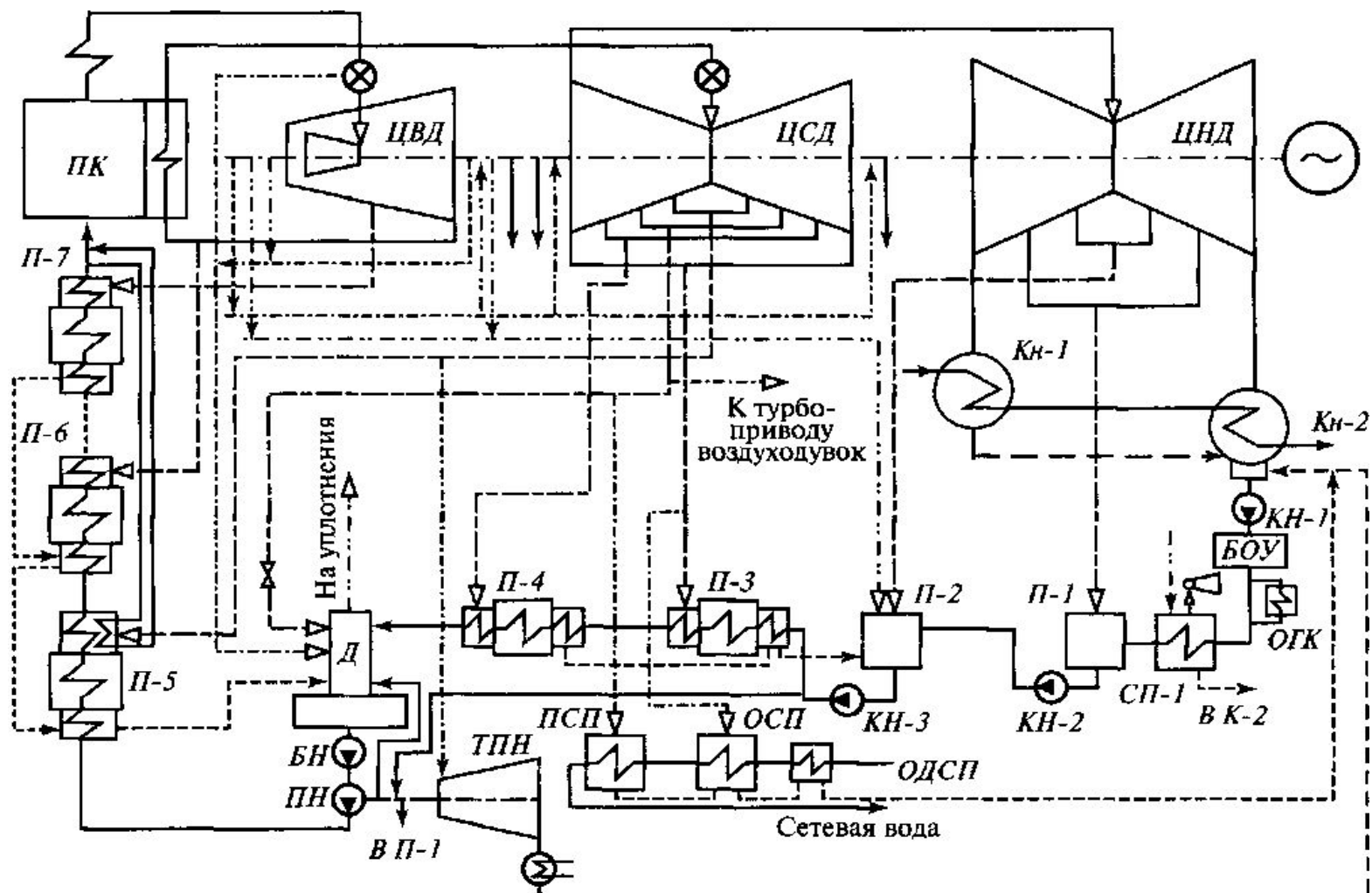
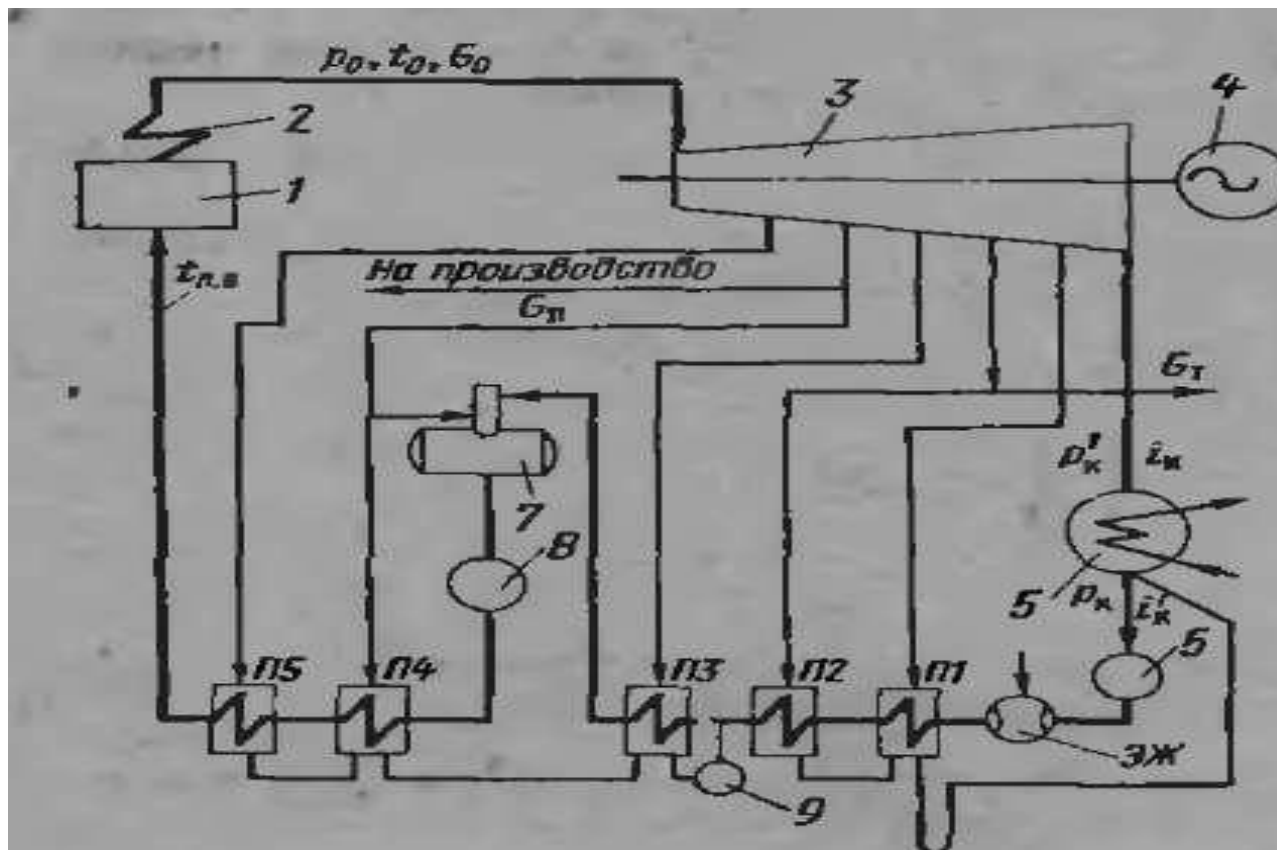


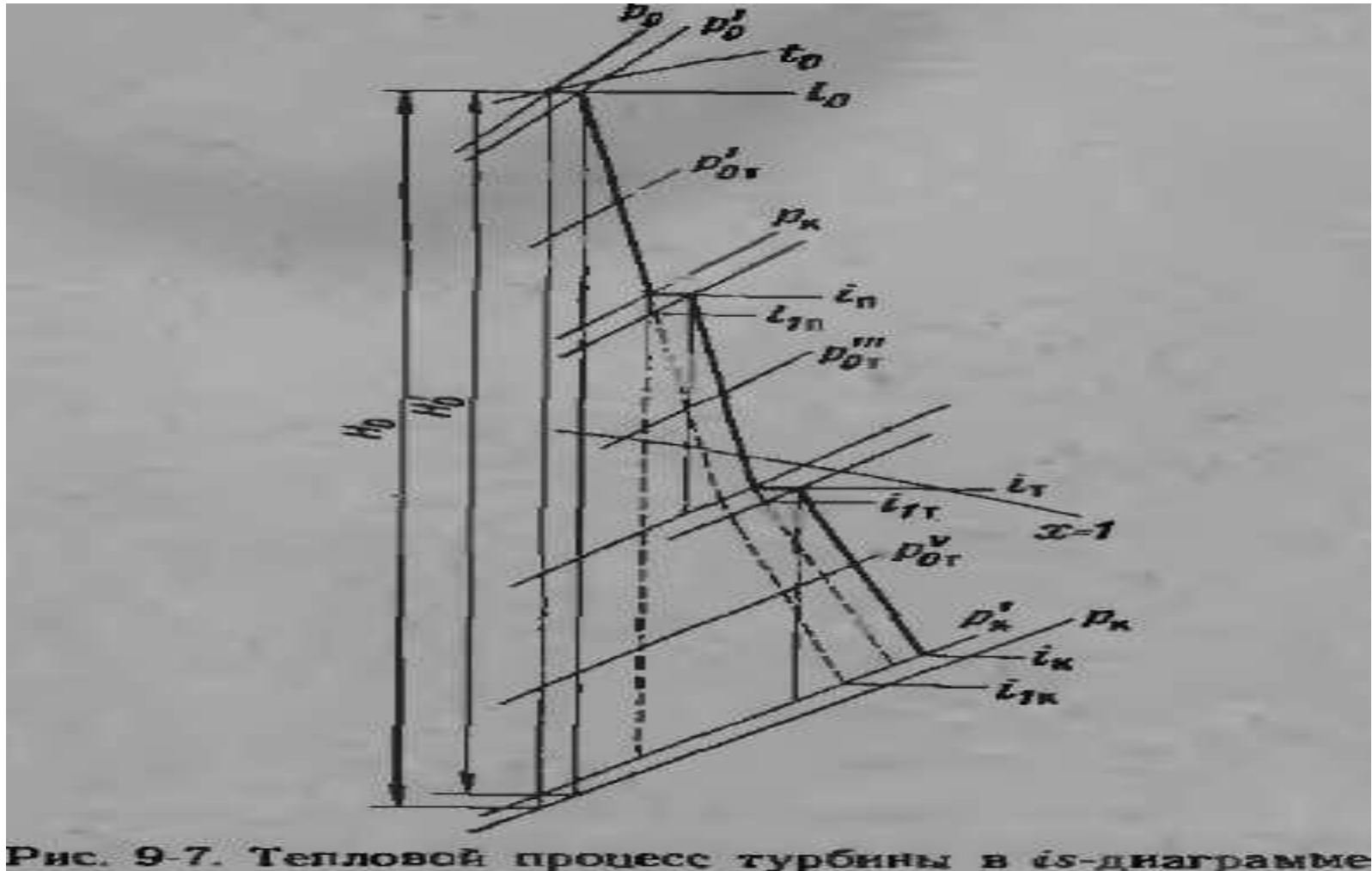
Рис. 8.3. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-800-23,5-5 ЛМЗ

Принципиальная схема тепловой установки с двумя регулируемыми и пятью нерегулируемыми отборами пара.

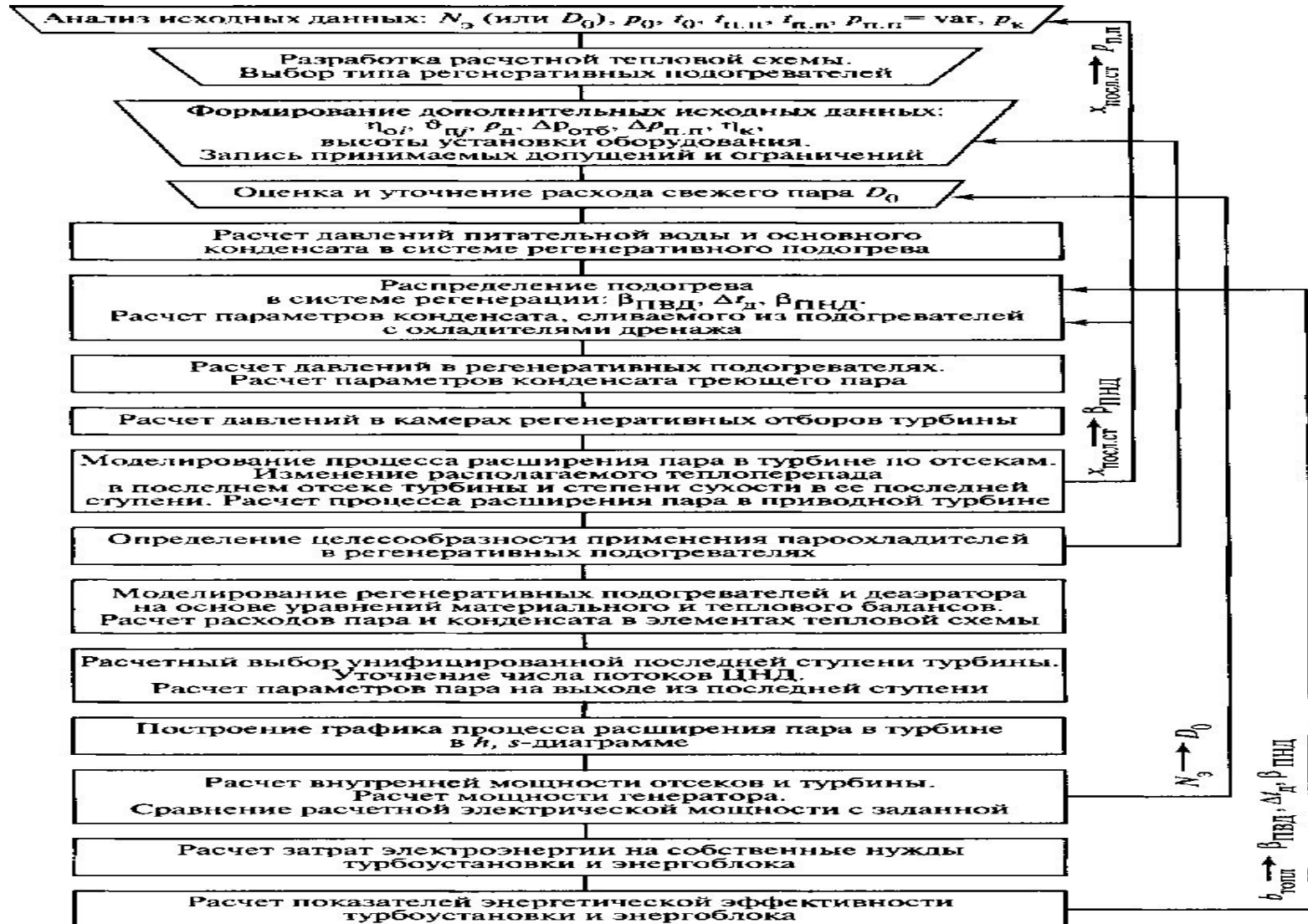
1— парогенератор; 2 — пароперегреватель; 3—турбина; 4 — генератор; 5 — конденсатор 6 — конденсатный насос; 7 — деаэратор; 8 — питательный насос; 9 — откачивающий насос; П1-П3 — подогревателя низкого давления П4 и П5 — подогреватели высокого давления.



Тепловой процесс турбины в i - s диаграмме
тепловой установки с двумя регулируемыми и
пятью нерегулируемыми отборами пара.



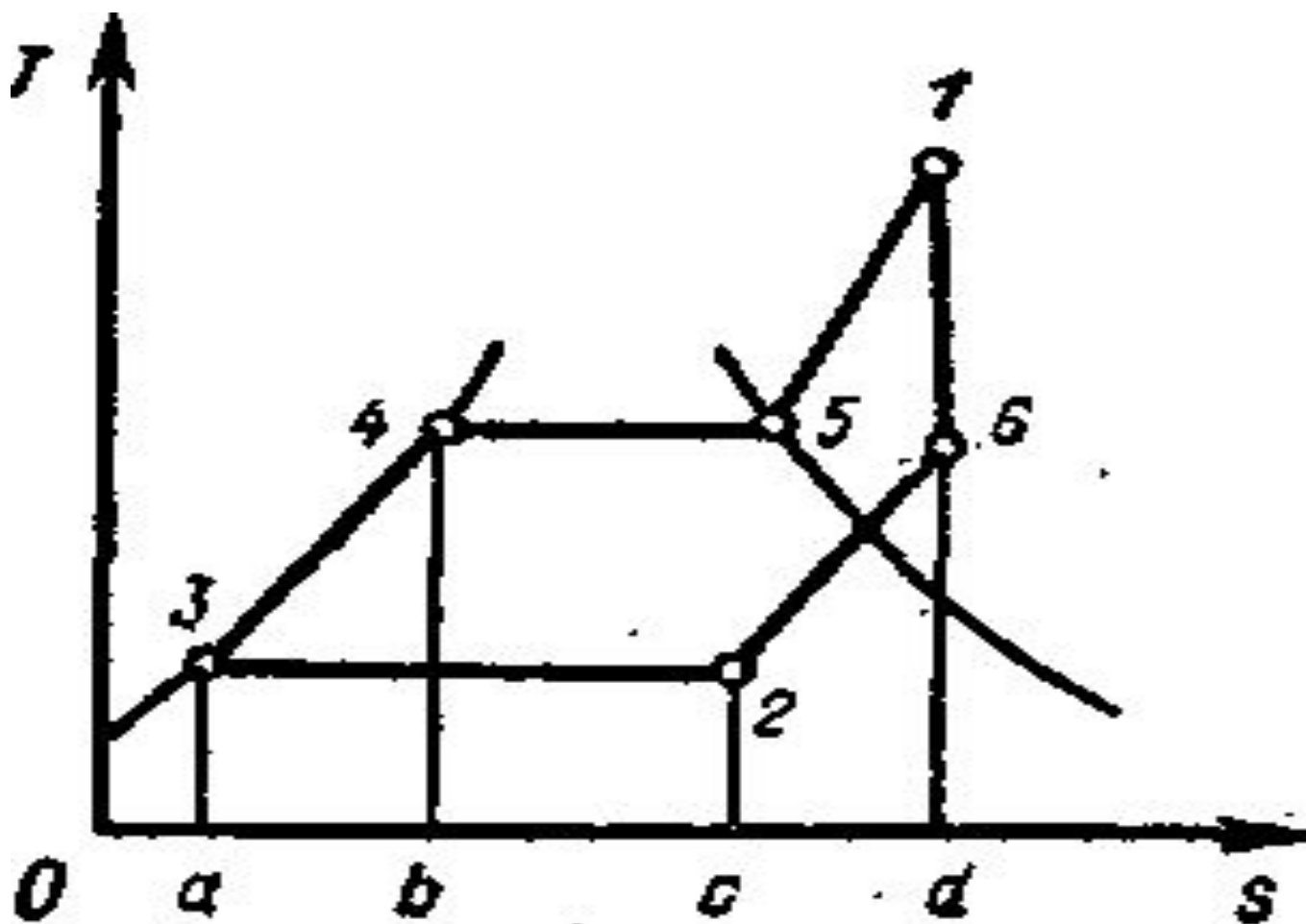
Блок-схема конструкторского расчета тепловой схемы конденсационной турбоустановки



РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ЦИКЛ

- Для осуществления регенерации необходимо, чтобы в цикле имелись участки, на которых теплота подводится и отводится при одинаковых температурах.
В циклах паросиловых установок таких участков нет, так как вся теплота отводится обычно при наиминимизированной температуре цикла t_2 . Поэтому для того чтобы регенерация в паросиловой установке стала возможной, необходимо видоизменить рабочий цикл так, чтобы отвод теплоты в цикле осуществлялся (хотя бы в некоторой части) при тех же температурах, что и подвод теплоты. Теоретический цикл паросиловой установки с регенерацией теплоты представлен на рис. 18.24.

Рис, 18.24. Регенеративный цикл паросиловой установки



В этом цикле питательная вода подогревается (участок **34**) теплотой выделяющегося при охлаждении и конденсации пара (участок **62**), в результате чего устраняется подвод теплоты от теплоотдатчика на участке **34** при этом количество теплоты, отдаваемое на участке **62** и измеряемое площадью $bdc2$, должно быть равно количеству теплоты, подводимому на участке **34** и измеряемому площадью **34ba**, а это будет иметь место тогда, когда кривые **34** и **26** эквидистантны. Регенеративный цикл по сравнению с обычным циклом паросиловой установки при одинаковой средней температуре отвода теплоты имеет более высокую среднюю температуру подвода теплоты, поэтому обладает более высоким термическим к. п. д., меньшим, однако, термического к. п. д. цикла Карно с максимальной температурой, равной температуре перегретого пара t_1 .

В цикле с регенерацией теплоты потеря работоспособности при теплообмене между горячими газами и рабочим телом будет меньше, так как устраняется необратимый подвод теплоты от теплоотдатчика на участке **34**, а эффективный к. п. д. вследствие этого будет больше, чем в обычном цикле. Использование теплоты, отводимой на участке **62** цикла, для регенеративного подогрева воды приводит, как это видно из рис. 18.24, к уменьшению производимой при расширении пара работы, вследствие чего полезная удельная работа в цикле с регенерацией меньше, чем в обычном цикле, т. е. регенеративный цикл при той же величине производимой работы характеризуется большим удельным расходом пара. Однако удельный расход теплоты благодаря уменьшению оказывается при этом меньшим.

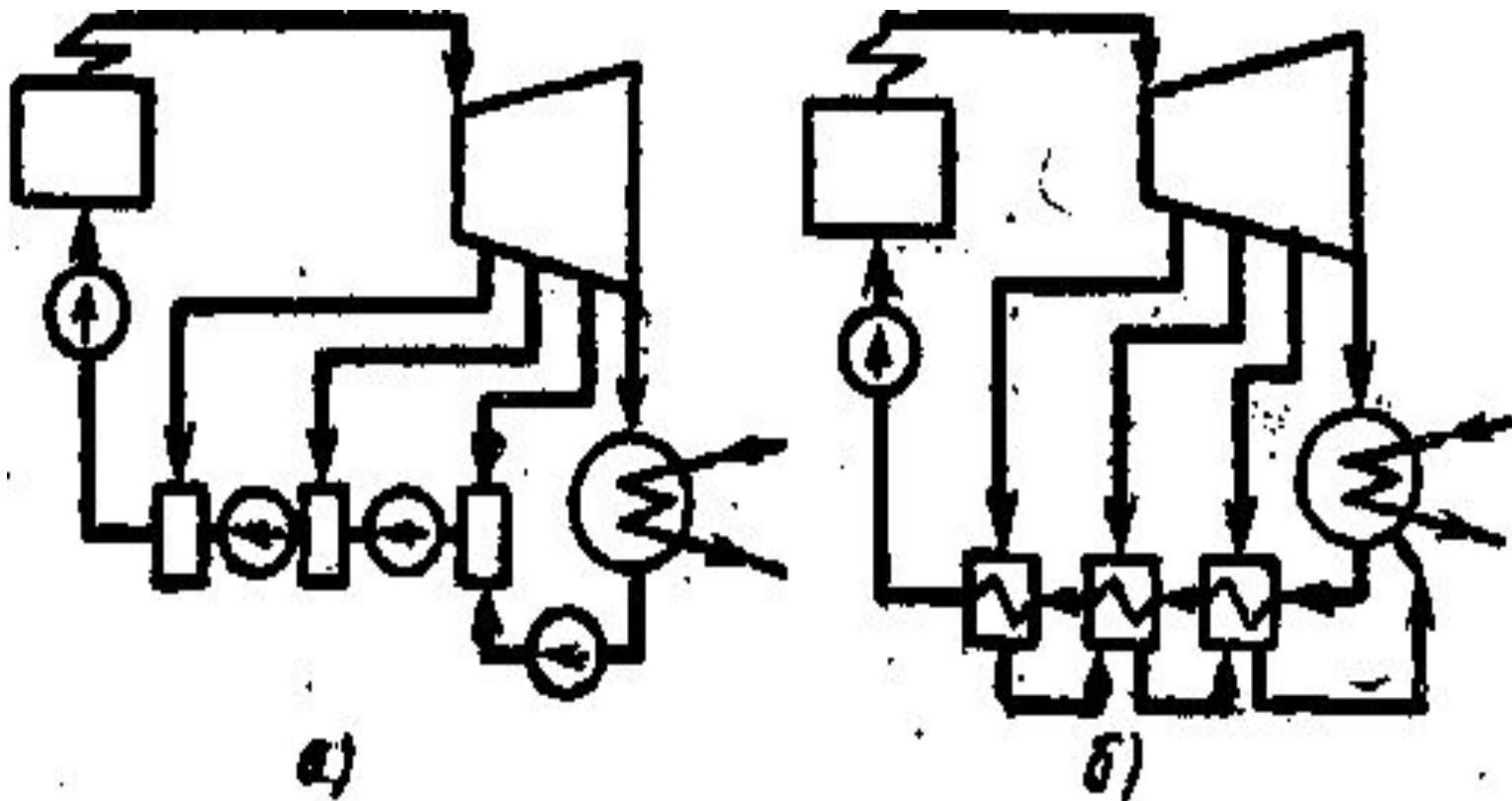
На практике регенеративный подогрев питательной воды осуществляется путем отбора из турбины некоторой доли пара, который, конденсируясь в специальных подогревателях, отдает часть теплоты питательной воде. Пар отбирается последовательно из нескольких ступеней, после того как он произвел работу в предшествующих ступенях турбины.

При таком способе отбора теплоты состояние основного потока пара в турбине остается таким же, как и в цикле без регенерации; изменяется лишь количество протекающего через турбину пара.

Изображение регенеративного цикла с отбором пара в термодинамических диаграммах затрудняется тем, что эти диаграммы строятся для определенного постоянного количества (обычно 1 кг) рабочего вещества, тогда как в регенеративном цикле количество пара меняется от ступени к ступени.

Можно, однако, строить эти диаграммы для каждой из отбираемых частей пара; тогда весь цикл изобразится в виде совокупности нескольких составляющих циклов. В зависимости от способа включения конденсата греющего пара в общий поток питательной воды возможны различные схемы регенеративного подогрева, которые отличаются как технико-экономическими, так и эксплуатационными характеристиками. Ниже приведены наиболее простые схемы регенеративного подогрева питательной воды, а именно «смешивающая схема» (рис. 18.26, а) и «каскадная схема» (рис. 18.26, б).

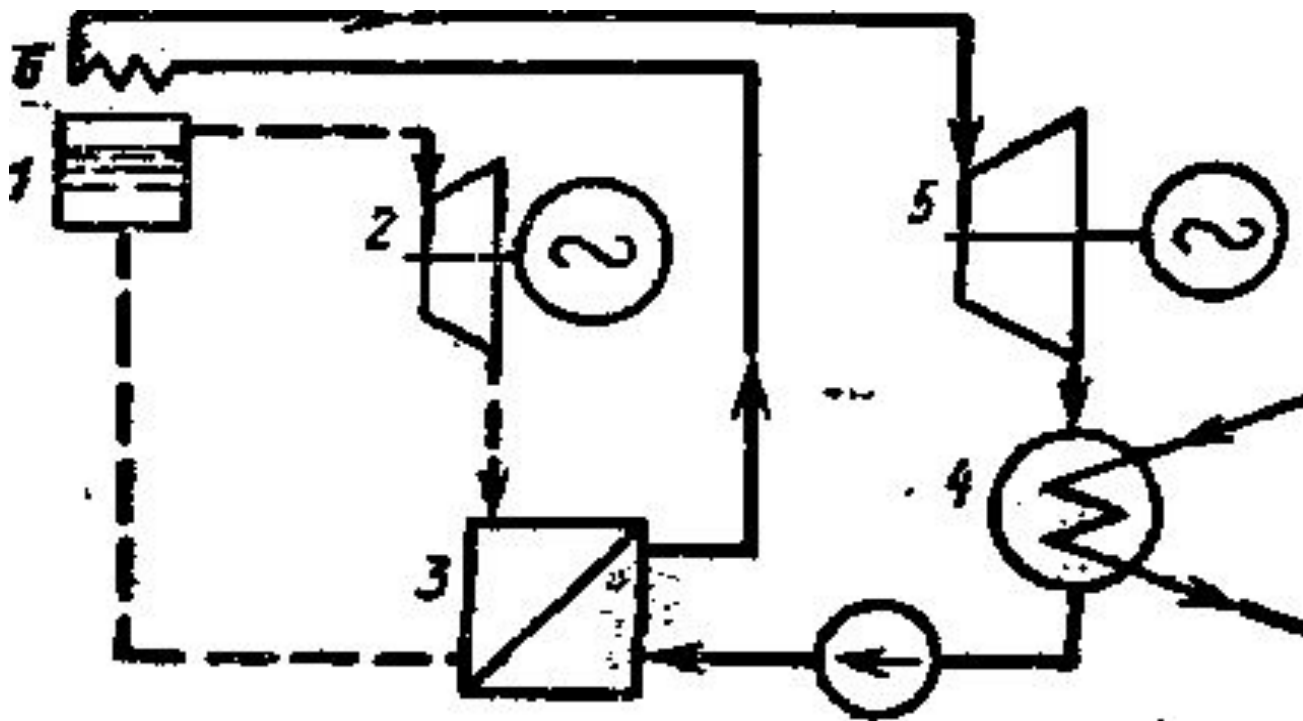
Рис. 18.26. Схема регенеративного подогрева: а — смешивающая, б — каскадная



БИНАРНЫЙ ЦИКЛ

- Отсутствие вещества, которое удовлетворяло бы одновременно всем основным требованиям, предъявляемым к рабочему веществу паросиловых установок, вызвало мысль о применении в одной установке двух рабочих тел, каждого в определенном интервале температур-, по отношению к которому данное вещество наиболее приемлемо.
- Циклы с двумя рабочими телами получили название *бинарных циклов*. На практике осуществлены пока только ртутно-водяные бинарные установки (рис. 18.28).

18.28. Схема бинарной ртутно-водяной установки ———— — *ртуть и ртутный пар* ———— *вода и водяной пар*

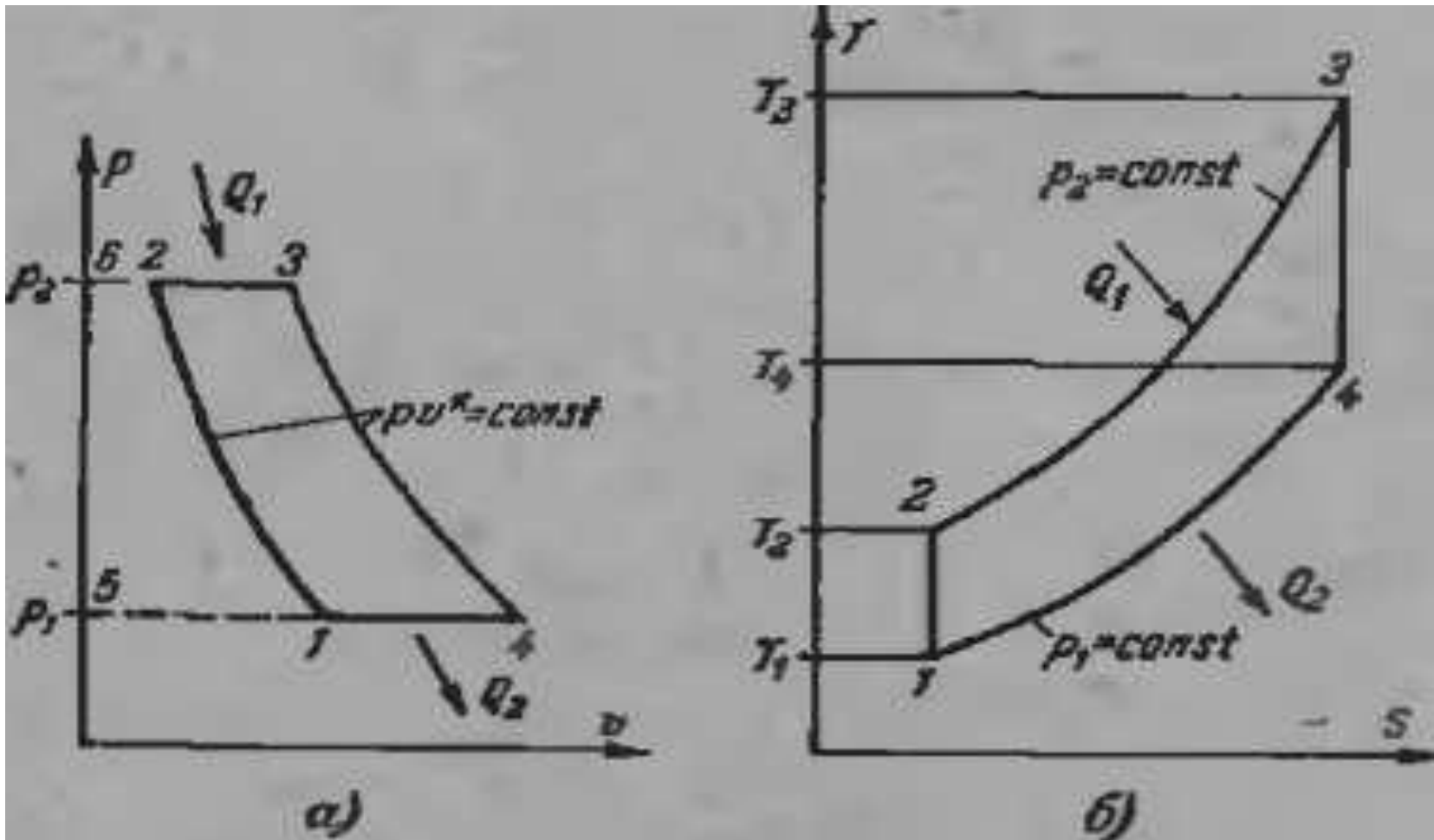


Ртутный пар, образующийся в котле **1**, поступает из котла в турбину **2** и после расширения в турбине направляется в так называемый конденсатор-испаритель **3**, где конденсируется, причем выделяющаяся при конденсации теплота используется для образования водяного пара. Жидкая ртуть из **3** конденсатора-испарителя вновь направляется в ртутный котел, а водяной пар поступает в пароперегреватель **6**, после чего идет в паровую турбину **5**, где и производит полезную работу. Отработавший водяной пар отдает теплоту охлаждающей воде в конденсаторе **4**, а получившаяся при конденсации пара вода вновь направляется в конденсатор-испаритель.

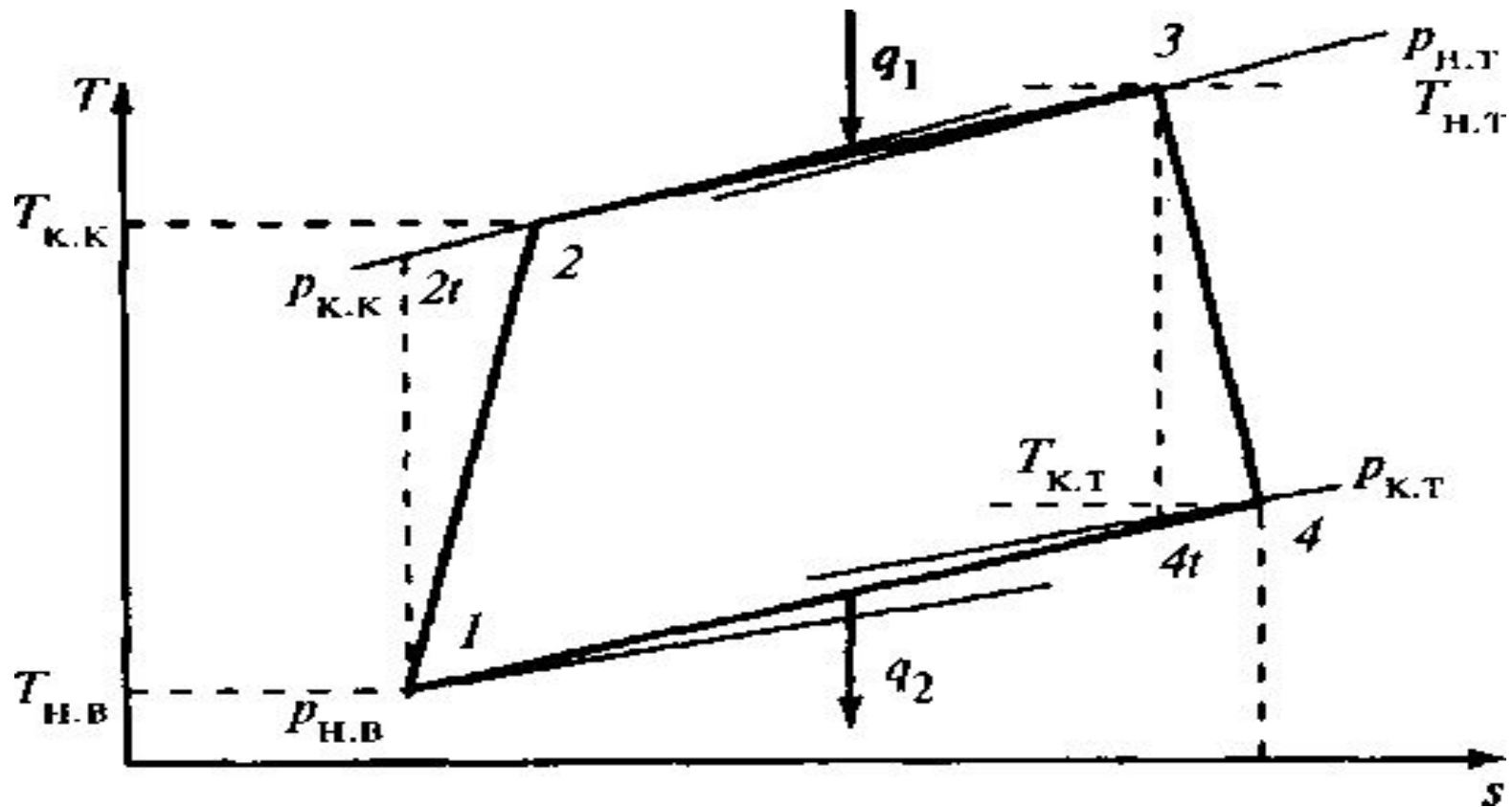
ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ (ГТУ)

Идеальный цикл простейшей ГТУ.

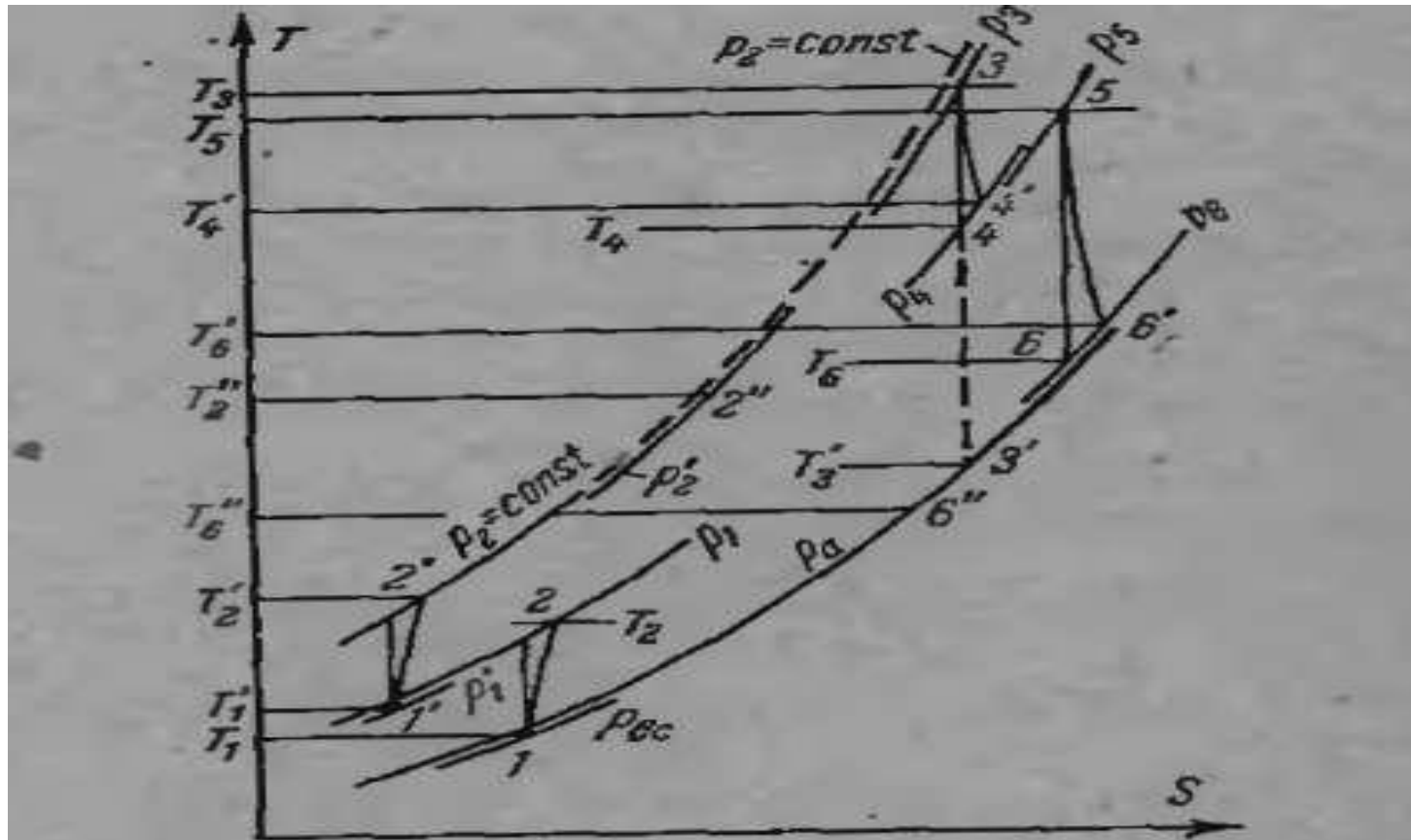
а) — в p - v -диаграмме: б) — в T - s -диаграмме.



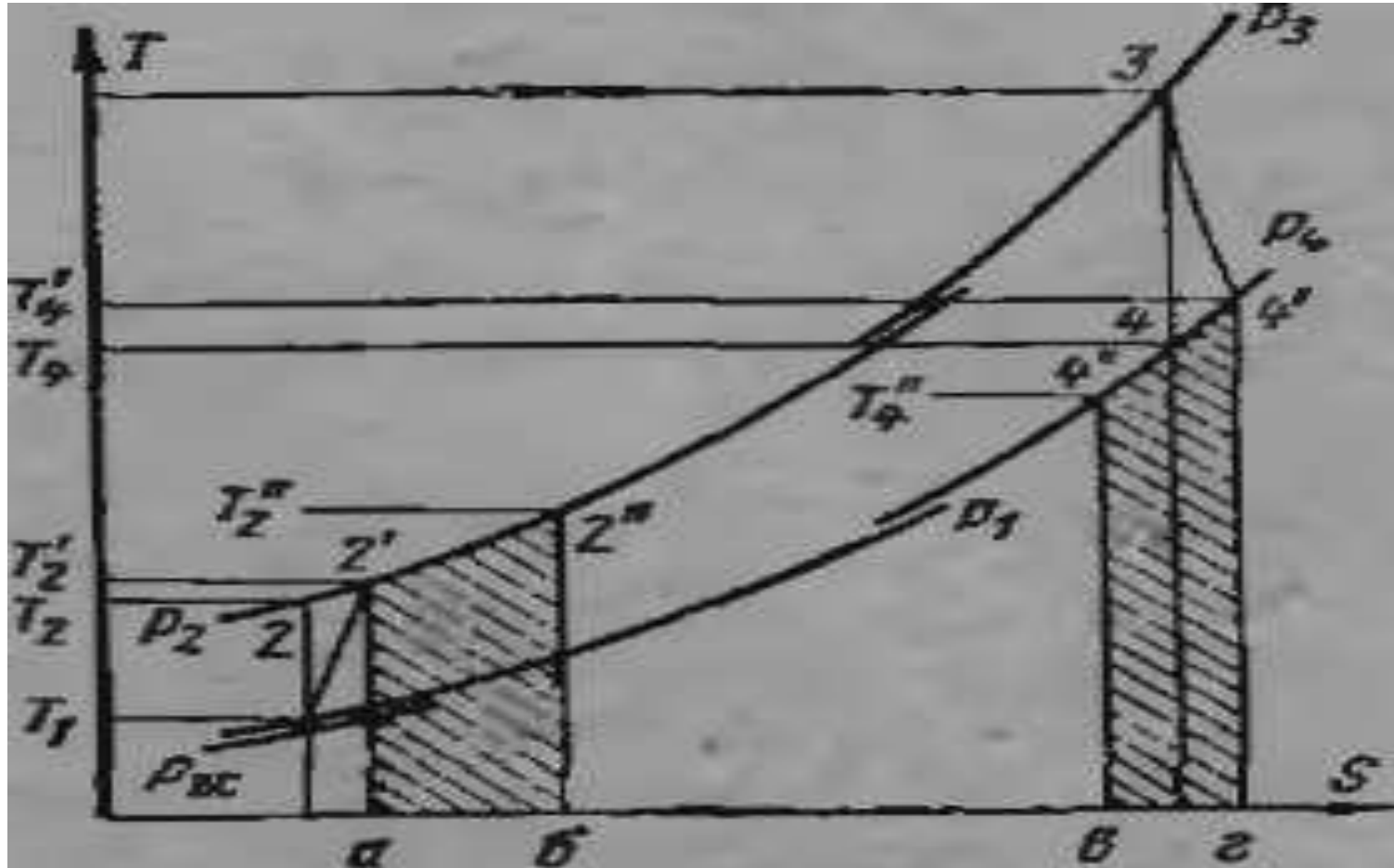
Термодинамический цикл Брайтона в T-S -диаграмме и баланс энергии одновальной энергетической ГТУ открытого типа: q_1, q_2 — удельная теплота, подводимая к циклу и отводимая от него; $2_i, 4_i$ — точки состояния рабочего тела в идеальном процессе.



T S – диаграмма теплового цикла ГТУ с двумя ступенями сжатия и сгорания с учётом потерь давления и внутренних потерь в турбинах и компрессорах.



Цикл ГТУ с регеиерацией в T-S диаграмме с учетом внутренних потерь давления.



ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ

- В газотурбинных установках затраты энергии на собственные нужды составляют существенную долю полезной работы установки. Эта доля зависит от значения удельной энтальпии рабочего вещества перед турбиной и уменьшается с ростом последней. Повышение начальной энтальпии рабочего тела увеличением температуры ограничивается возможностями современной металлургии, устанавливающей предел максимальной температуры в цикле $700\text{—}800^\circ\text{C}$. Другой путь состоит в применении рабочего вещества с большой удельной энтальпией. В газотурбинных установках, работающих по открытому циклу, это достигается использованием в качестве рабочего тела одновременно с газообразными продуктами сгорания второго рабочего вещества, способствующего увеличению общего теплосодержания рабочего тела. Таким веществом может быть обычная вода, обладающая, как известно, значительной удельной энтальпией.
- Газотурбинная установка, в которой рабочим веществом служат газообразные продукты сгорания и водяные пары, называется *парогазовой установкой*, а ее цикл — *паровым циклом*. В одних парогазовых установках оба рабочих вещества, т. е. газообразные продукты сгорания и водяные пары, смешиваются и затем поступают в турбину, в других рабочие вещества не смешиваются, а каждое из них отдельно направляется соответственно в газовую и паровую турбины.
- Применение парогазовых циклов позволяет значительно повысить к. п. д. теплосилового устройства и уменьшить капитальные затраты на ее сооружение.
- Схема простейшей парогазовой установки, работающей на смеси продуктов сгорания и водяных паров, и ее цикл изображены на рис. 18.30 и 18.31.

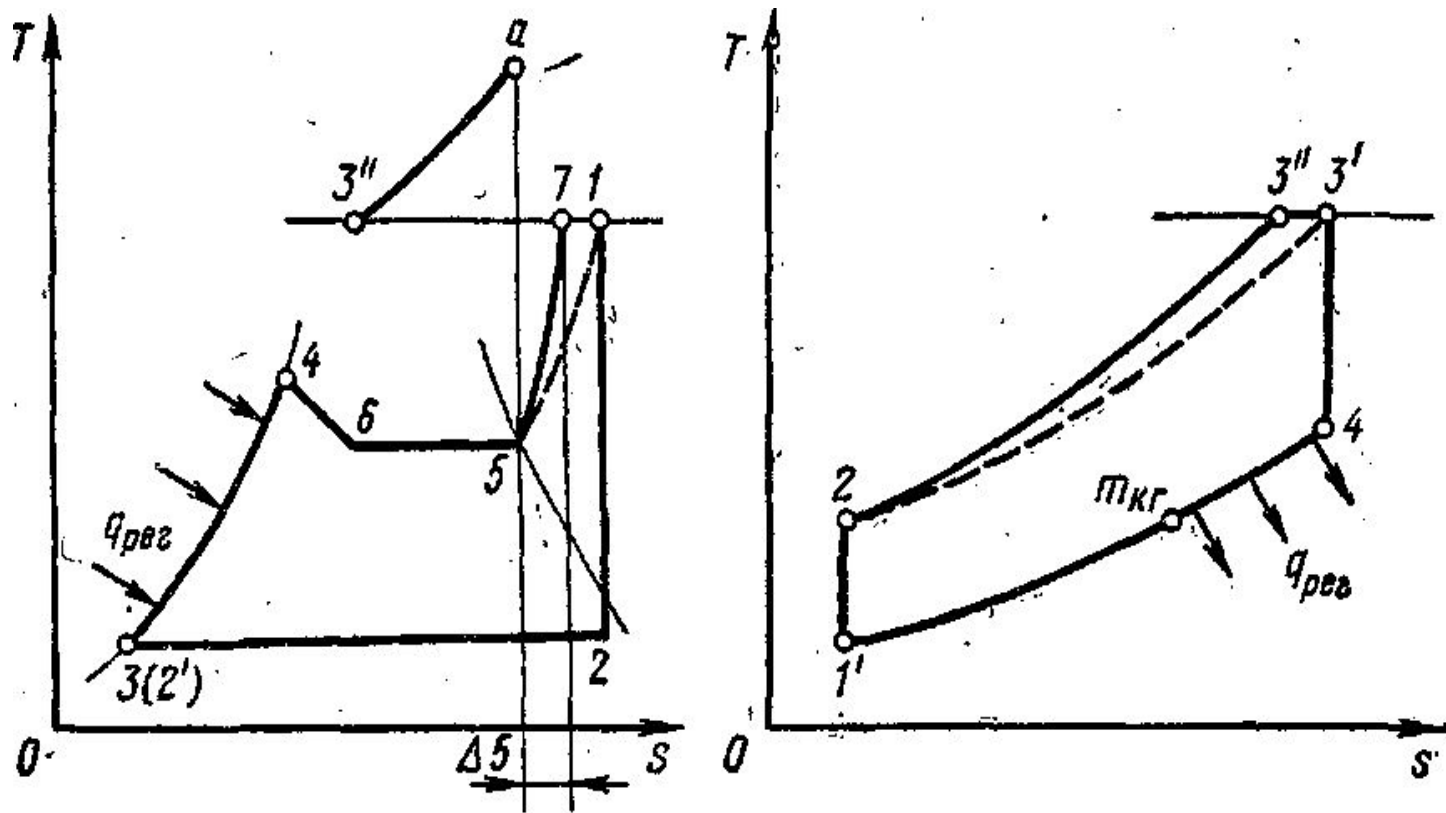


Рис. 18.31. Теоретический цикл парогазовой установки со смещением

В газотурбинных установках затраты энергии на собственные нужды составляют существенную долю полезной работы установки. Эта доля зависит от значения удельной энтальпии рабочего вещества перед турбиной и уменьшается с ростом последней. Повышение начальной энтальпии рабочего тела увеличением температуры ограничивается возможностями современной металлургии, устанавливающей предел максимальной температуры в цикле $700\text{—}800^\circ\text{C}$. Другой путь состоит в применении рабочего вещества с большой удельной энтальпией. В газотурбинных установках, работающих по открытому циклу, это достигается использованием в качестве рабочего тела одновременно с газообразными продуктами сгорания второго рабочего вещества, способствующего увеличению общего теплосодержания рабочего тела. Таким веществом может быть обычная вода, обладающая, как известно, значительной удельной энтальпией.

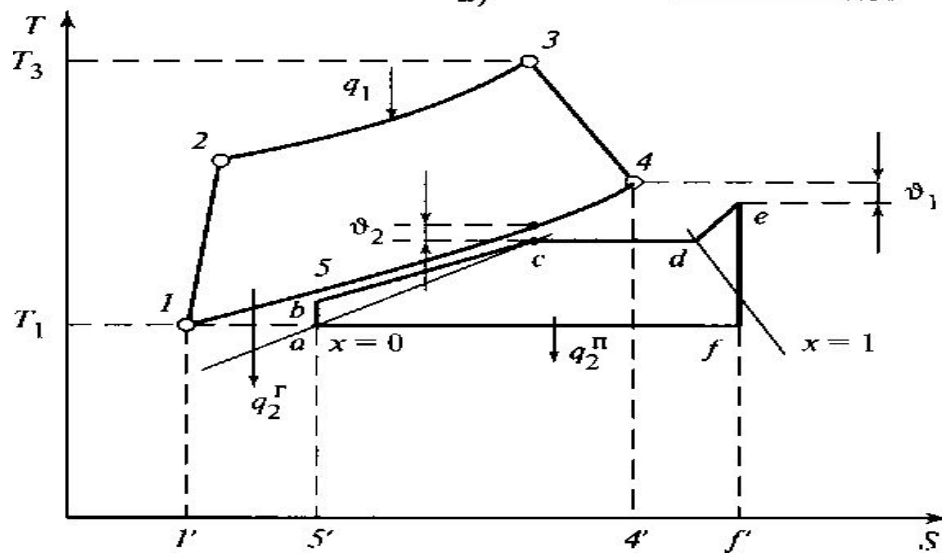
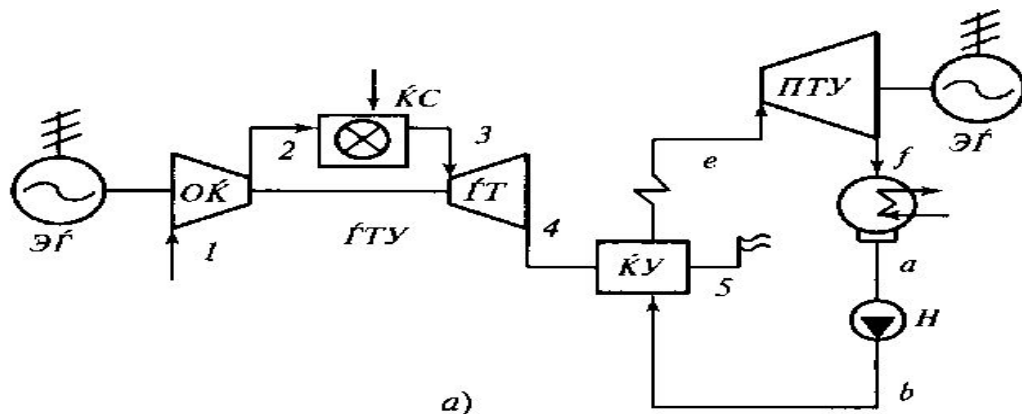
Газотурбинная установка, в которой рабочим веществом служат газообразные продукты

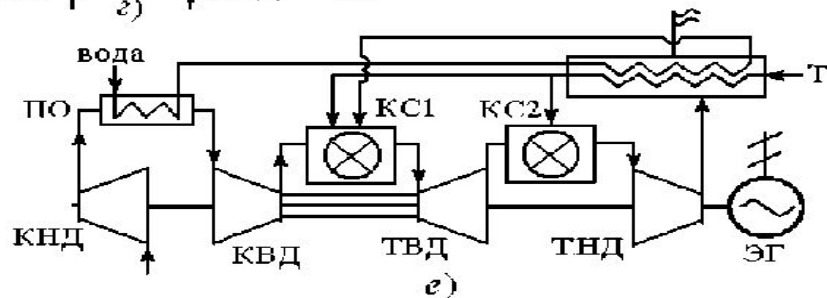
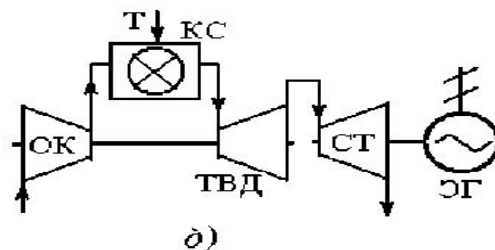
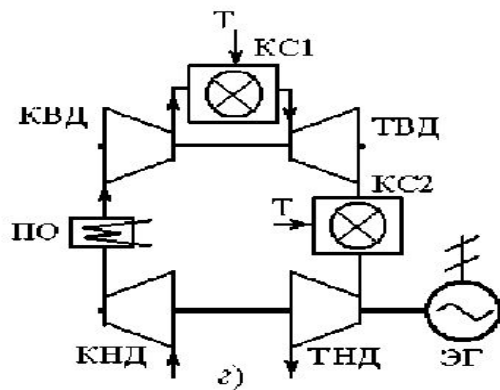
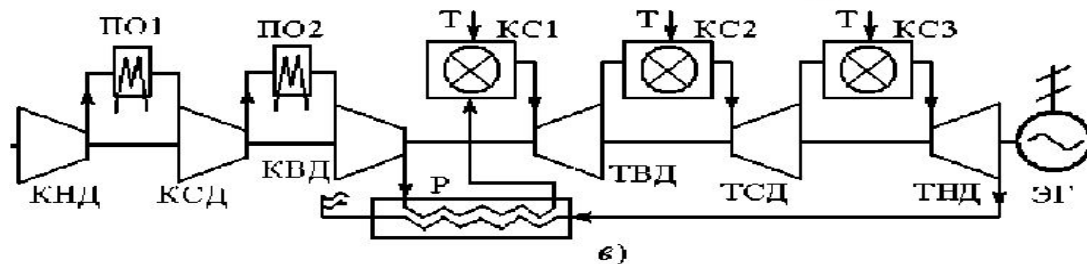
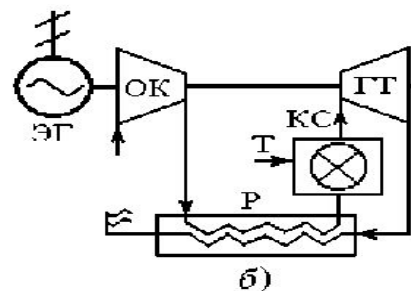
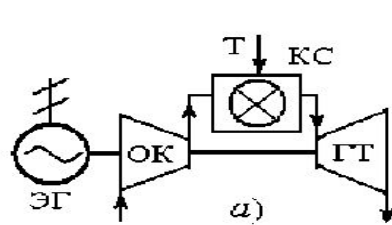
сгорания и водяные пары, называется *парогазовой установкой*, а ее цикл — *паровым циклом*. В одних парогазовых установках оба рабочих вещества, т. е. газообразные продукты сгорания и водяные пары, смешиваются и затем поступают в турбину, в других рабочие вещества не смешиваются, а каждое из них отдельно направляется соответственно в газовую и паровую турбины.

Применение парогазовых циклов позволяет значительно повысить к. п. д. теплосилового устройства и уменьшить капитальные затраты на ее сооружение.

Схема простейшей парогазовой установки, работающей на смеси продуктов сгорания и водяных паров, и ее цикл изображены на рис. 18.30 и 18.31.

Простейшая тепловая схема и цикл Брайтона—Ренкина в T-S-диаграмме парогазовой установки с котлом утилизагором





ХОЛОДИЛЬНЫЙ ЦИКЛ

- Во многих случаях требуется поддержание температуры на более низком уровне, чем температура окружающей атмосферы. Для понижения температуры тел ниже температуры окружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры применяются *холодильные машины*.
- Теплота, отводимая от охлаждаемого тела, воспринимается рабочим телом, называемым обычно холодильным агентом, и передается последним окружающей среде.
- Действие холодильных машин основано на совершении рабочим телом (холодильным агентом) обратного кругового процесса (цикла), наиболее совершенным типом которого является обратимый цикл Карно (рис. 20.1).
- В обратном цикле Карно при изотермическом расширении 41 рабочее тело получает от охлаждаемого тела, имеющего низшую температуру t , теплоту q_K ,

температуры теплоприемника, которым является окружающая среда.

В изотермическом процессе 23 рабочее тело, находясь в контакте с окружающей средой, отдает ей теплоту q_x , измеряемую площадью $a23ba$.

В процессе 34 рабочее тело адиабатически охлаждается. от температуры f до t .

В результате обратного цикла теплота отводится от охлаждаемого тела и передается окружающей среде, имеющей более высокую температуру ($\Gamma > t$). Для этого переноса теплоты необходимо затратить внешнюю работу Γ , измеряемую площадью цикла. Затраченная работа V превращается в теплоту и передается вместе с отведенной теплотой q окружающей среде, т. е.

$$q + V = q''.$$

Количество теплоты q , отводимой в холодильной установке от охлаждаемого тела в единицу времени (чаще всего в час), называется *холодопроизводи-*

Количество теплоты q , отводимой в холодильной установке от охлаждаемого тела в единицу времени (чаще всего в час), называется *холодопроизводительностью* холодильной установки.

Удельной холодопроизводительностью холодильного агента называется теплота, отводимая от 1 кг охлаждаемого тела. Для характеристики теоретического цикла, при помощи которого осуществляется перенос теплоты от менее нагретого тела к более нагретому, вводят так называемый *холодильный коэффициент цикла*

$$\varepsilon_{\text{теор}} = (q/l') \quad (20.1)$$

Так как

$$q = q'' - l,$$

а отношение (l'/q) = η_t представляет собой термический к. п. для прямого цикла, то при полной обратимости всех процессов цикла между

между холодильным коэффициентом $\epsilon_{\text{теор}}$ и термическим к. п. д. прямого цикла существует следующая очевидная связь:

$$\epsilon = (1/\eta_t) - 1 \quad (20.2)$$

Для обратимого обратного цикла Карно холодильный коэффициент имеет наибольшее значение по сравнению с другими циклами, осуществляемыми в том же интервале температур,

$$\epsilon_k = T/(T' - T) \quad (20.3)$$

и с помощью средних температур выражение для $\epsilon_{\text{теор}}$ может быть приведено к виду

$$\epsilon_{\text{теор}} = 1 / [(T_{\text{отв}}^{\text{ср}} / T_{\text{под}}^{\text{ср}}) - 1] \quad (20.4)$$

Из уравнения (20.4) видно, что холодильный коэффициент имеет тем, большее значение, чем меньше отношение средних температур отвода и подвода теплоты в холодильном цикле.

Численное значение $\epsilon_{теор}$ для циклов холодильных машин при не слишком низкой средней температуре подвода теплоты обычно больше единицы и изменяется в зависимости от условий работы машины. С понижением температуры теплоприемника холодильный коэффициент увеличивается, а с понижением температуры охлаждаемого тела уменьшается.

Более полной термодинамической характеристикой холодильной машины является *действительный холодильный коэффициент*, равный отношению количества отведенной теплоты к действительно затраченной работе:

$$\epsilon = q/l' \quad (20.5)$$

Действительный холодильный коэффициент учитывает потери работы из-за необратимости процессов в холодильной установке: чем больше значение ϵ , тем выше экономичность установки.

выше экономичность установки. Чтобы установить соотношение между действительным и теоретическим холодильным коэффициентом, воспользуемся выражением для приращения энтропии системы цикла:

$$\Delta s^* = - (q/T) + (q''/T)$$

Решив это уравнение относительно q' и подставив найденное значение q'' в уравнение

$$q' = q + l',$$

выражающее первое начало термодинамики, получим

$$l' = q(T' - T)/T + T' \Delta s^*$$

Так как $q(T' - T)/T$ теоретическая работа l_k , которая должна быть затрачена для отвода теплоты q при обратимом цикле Карно, то $l' = l_k + T' \Delta s^$, т. е. действительная работа l' на $T' \Delta s^*$ больше теоретической. Таким образом,*

$$(q/l) = [T / (T' - T)] \cdot [1 - (T' \Delta s^* / l')] \quad (20.6)$$

Формула (20.6) для ε имеет самое общее значение, т. е. применима и в тех случаях, когда в холодильной установке энергия затрачивается не в виде работы, а в какой-либо другой форме, например в виде теплоты. В этих случаях в формулу (20.6) вместо затрачиваемой работы l' надо подставить начальную работоспособность l'_0 затрачиваемого количества энергии.

Отношение, q/q' называют *коэффициентом использования теплоты*

Так как $q = \varepsilon l'_{0q}$, то обозначив $\xi = (l'_{0q}/q_1)\varepsilon$, т. е. '

$$\xi = \varepsilon(T_1 - T') / T_1 \quad (20.9)$$

Так как ξ пропорционален ε , он может применяться для характеристики эффективности некоторых холодильных установок.

Схема воздушной холодильной машины.

Теоретический цикл воздушной холодильной машины (p — v -диаграмма)

