

# Газовоздушный тракт котельной установки

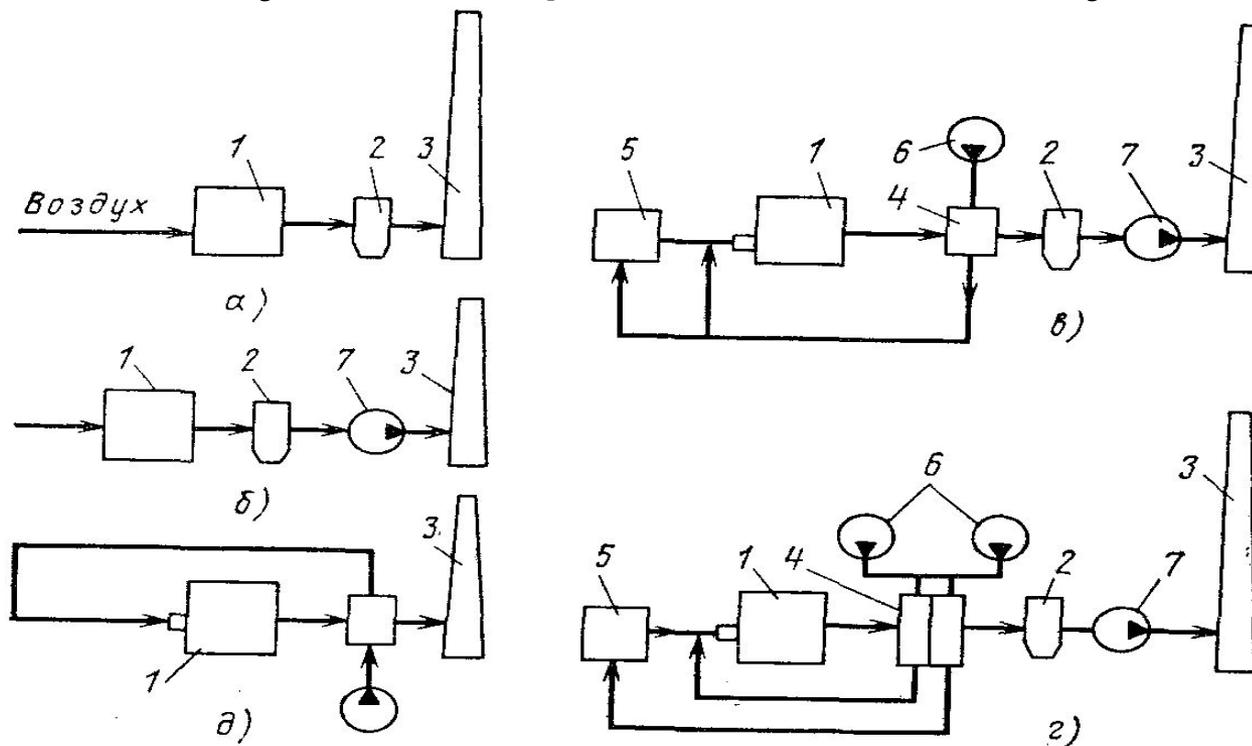


Рис. 1. Схемы газовоздушного тракта котлов:

а — система с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой; б — система с подачей воздуха и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; в — система с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; г — система с подачей воздуха отдельно в пылеприготовительную установку и топку двумя вентиляторами с удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; д — система с подачей воздуха вентилятором и с удалением продуктов сгорания за счет давления в газовом тракте; 1 — котел; 2 — золоуловитель; 3 — дымовая труба; 4 — воздухоподогреватель; 5 — пылеприготовительная установка; 6 — вентилятор; 7 — дымосос

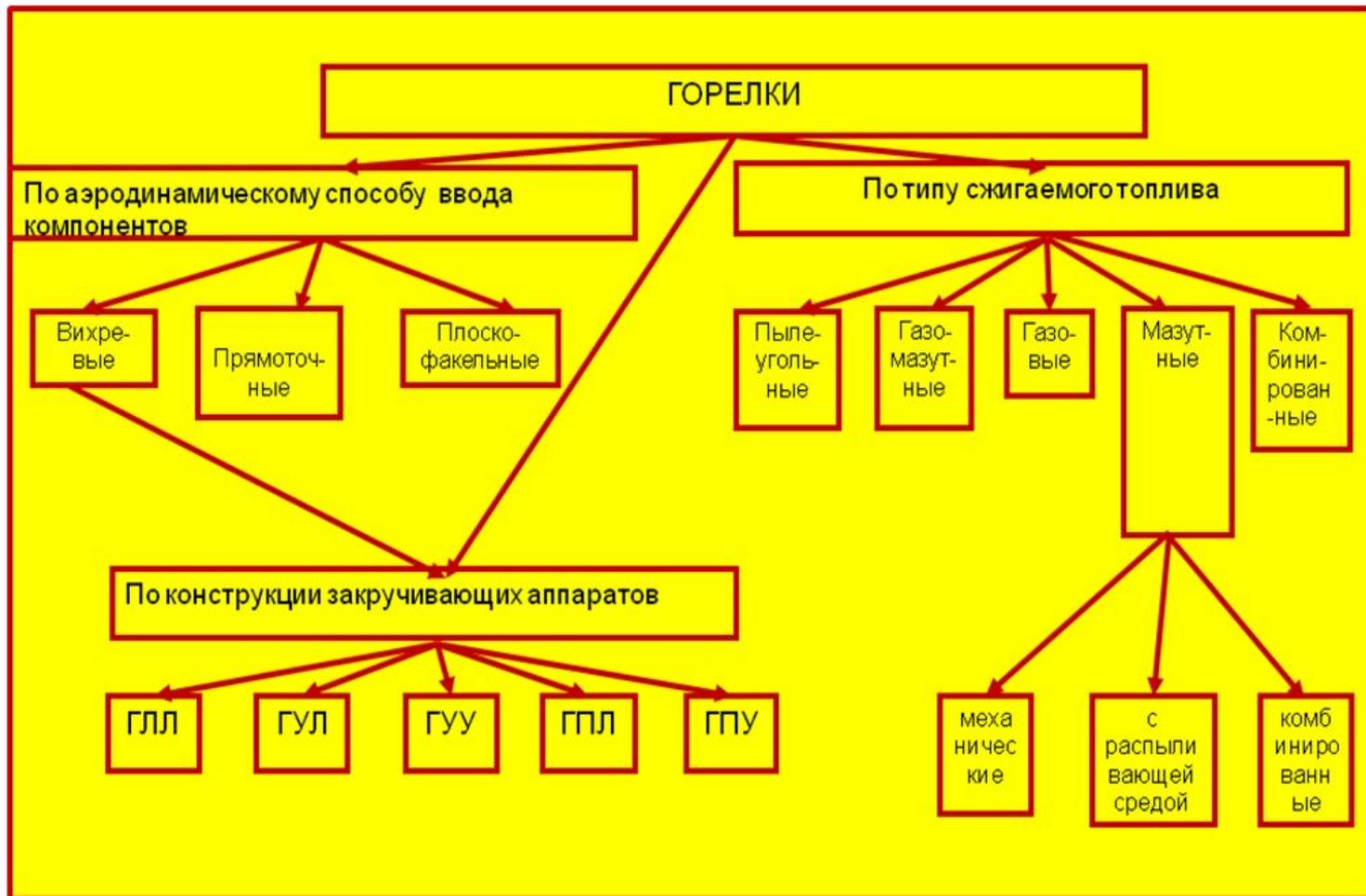
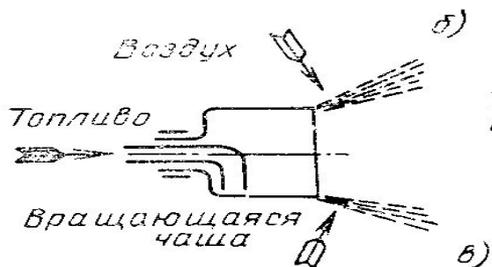
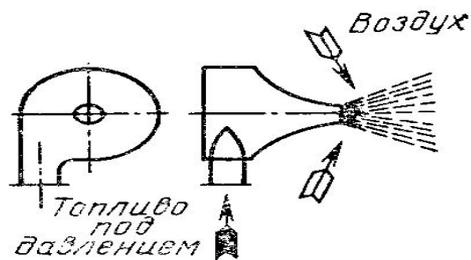
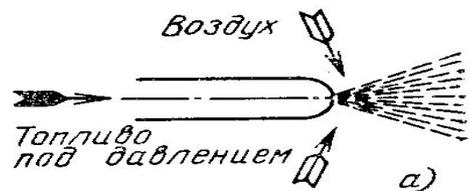


Рис. 2. Классификация ГУ

В зависимости от конструкции закручивающих аппаратов различают: *лопатчно-лопатчные* – (ГЛЛ), *улиточно-лопатчные* (ГУЛ), *улиточно-улиточные* (ГУУ), *прямоточно-лопатчные* (ГПЛ) и *прямоточно-улиточные* (ГПУ) горелки. Первым после индекса Г (горелка) указывается тип закручивающего аппарата по первичному

Механические форсунки



Форсунки с распыливающей средой

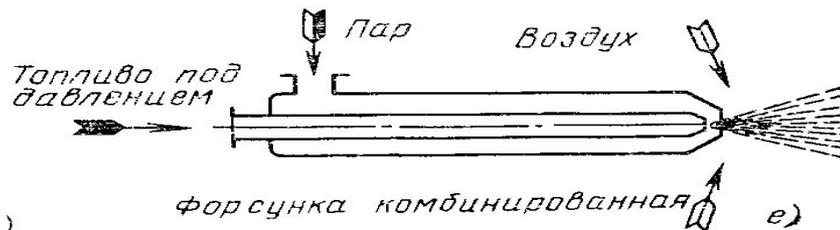
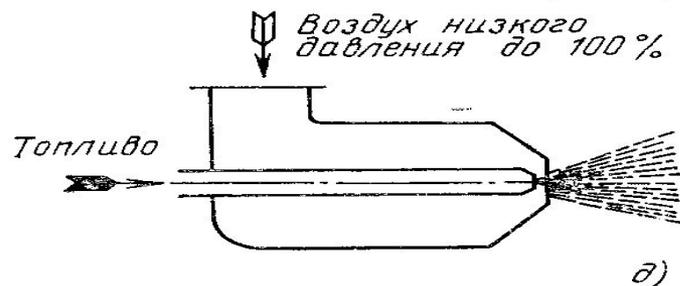
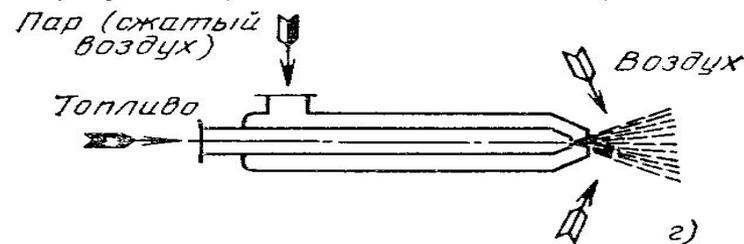


Рис. 3. Схема форсунок для распыливания жидкого топлива:  
а – прямоструйная; б — центробежная; в - с вращающейся чашей; г - высокого давления; д — низкого давления; е — комбинированная

Отношение количества воздуха, действительно поступившего в топку  $V_B$  к теоретически необходимому количеству  $V^0$  называют **коэффициентом избытка воздуха:**

$$\alpha_T = V_B / V^0$$

Обычно его применяют для разных топлив в пределах:

при сжигании твердых топлив.....	1,15...1,25
при сжигании жидких топлив .....	1,03...1,1
при сжигании газовых топлив.....	1,05...1,1

# Эксергетический баланс парового котла

Для термодинамической оценки эффективности котла применим метод эксергетических балансов. Под *эксергией*, как известно, понимают *максимальную работу, которая может быть совершена при обратимом переходе какой-либо термодинамической системы из состояния с заданными параметрами в состояние равновесия с окружающей средой.*

*Работоспособность (эксергия) теплоты*  $Q$ , МВт, при температуре  $T$ , К, может быть определена из соотношения, справедливого для обратимого цикла Карно:

$$L = E_T = Q(1 - T_0/T), \quad (1)$$

где  $T_0$  — абсолютная температура окружающей среды.

Коэффициент  $(1 - T_0/T)$  учитывает качество теплоты при температуре окружающей среды  $T_0$ . При температуре теплоносителя  $T = T_0$  эксергия ее равна нулю. Чем выше температура теплоносителя  $T$ , тем больше эксергия, тем больше ценность этой теплоты.

*Эксергия потока*  $E_M$ , МВт, при условии, что кинетической и потенциальной энергией можно пренебречь, определяется по формуле

$$E_M = H - H_0 - T_0(S - S_0), \quad (2)$$

где  $H$  и  $H_0$  — энтальпии потока и окружающей среды;  $(S - S_0)$  — изменение энтропии горячего источника, равное приросту энтропии окружающей среды.

Эксергетический КПД, %, представляет собой отношение полезно усвоенной эксергии к эксергии затраченной и определяется по формуле

$$\eta_{\text{экс}} = E_{\text{пол}} / E_{\text{затр}} = (E_{\text{затр}} - E_{\text{пот}}) \cdot 100 / E_{\text{затр}}, \quad (3)$$

Эксергетический баланс применительно к котлу дает возможность не только оценить качество полезно затраченной теплоты и всех потерь, найденных из теплового баланса, но и выявить потери, которые в тепловом балансе вообще не находят отражения. Такими потерями, в частности, являются потери из-за необратимости горения топлива, из-за необратимости теплообмена, при смешении.

*Потери эксергии вследствие необратимости процесса горения топлива, МВт, можно определить, исходя из равенства*

$$E^{\text{гор}} = E_{\text{топ}} + E_{\text{в}} - E_{\text{п.с.}}, \quad (4)$$

где  $E_{\text{топ}} = eV$ ;  $E_{\text{в}}$ ;  $E_{\text{п.с.}}$  — соответственно эксергии топлива (химическая и физическая), воздуха и продуктов сгорания. Удельная эксергия топлива  $e$  близка по значению к теплоте сгорания топлива, МДж/кг (или МДж/м<sup>3</sup>).

Эксергия продуктов сгорания определяется для адиабатной температуры.

*Потери эксергии от необратимого теплообмена, МВт, можно определить по формуле*

$$E^T = (E_1 - E_2) - (E_4 - E_3) - E_{\text{пот}}^{\text{н.о}}, \quad (5)$$

где  $E_1$  и  $E_2$  — эксергии греющего потока теплоносителя на входе и на выходе рассматриваемого участка;  $E_4$  и  $E_3$  — эксергия нагреваемого потока на выходе и на входе рассматриваемого участка;  $E_{\text{пот}}^{\text{н.о}} = Q_{\text{н.о}} (1 - T_0/T_{\text{ср}})$  — потери эксергии рассматриваемым участком от наружного охлаждения.

*Потери эксергии от смешения потоков с различной температурой ( $T_1$  и  $T_2$ ) МВт, что имеет место, например, при подсосе воздуха в котел, можно определить по формуле*

$$E^{\text{см}} = E_{T_1} + E_{T_2} - E_{\text{см}},$$

(6)

где  $E_{T_1}$ ,  $E_{T_2}$  — эксергии смешивающихся потоков;  $E_{\text{см}}$  — эксергия потока после смешения.

Рис. 4. Общая классификация топочных устройств

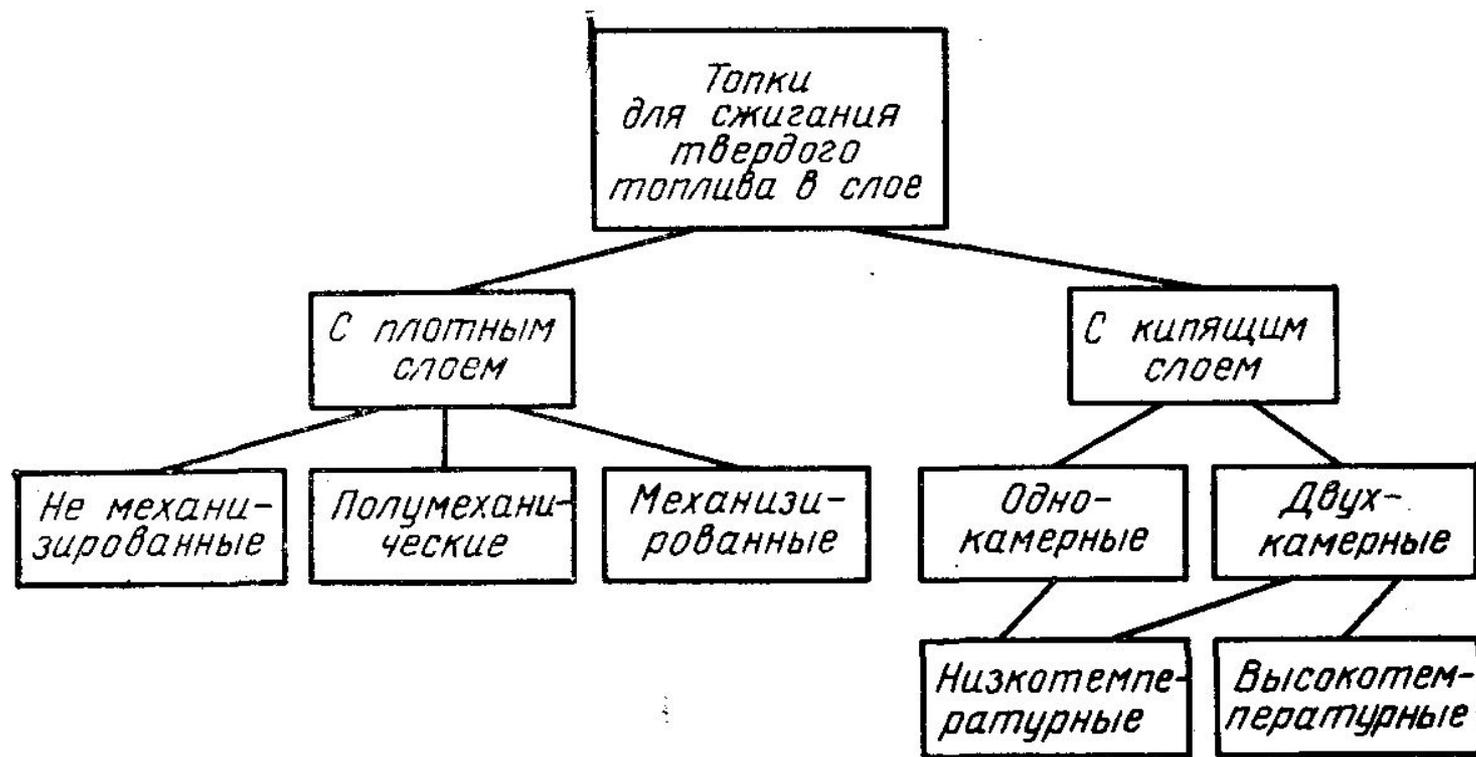


Рис. 5. Классификация слоевых  
ТОПОК

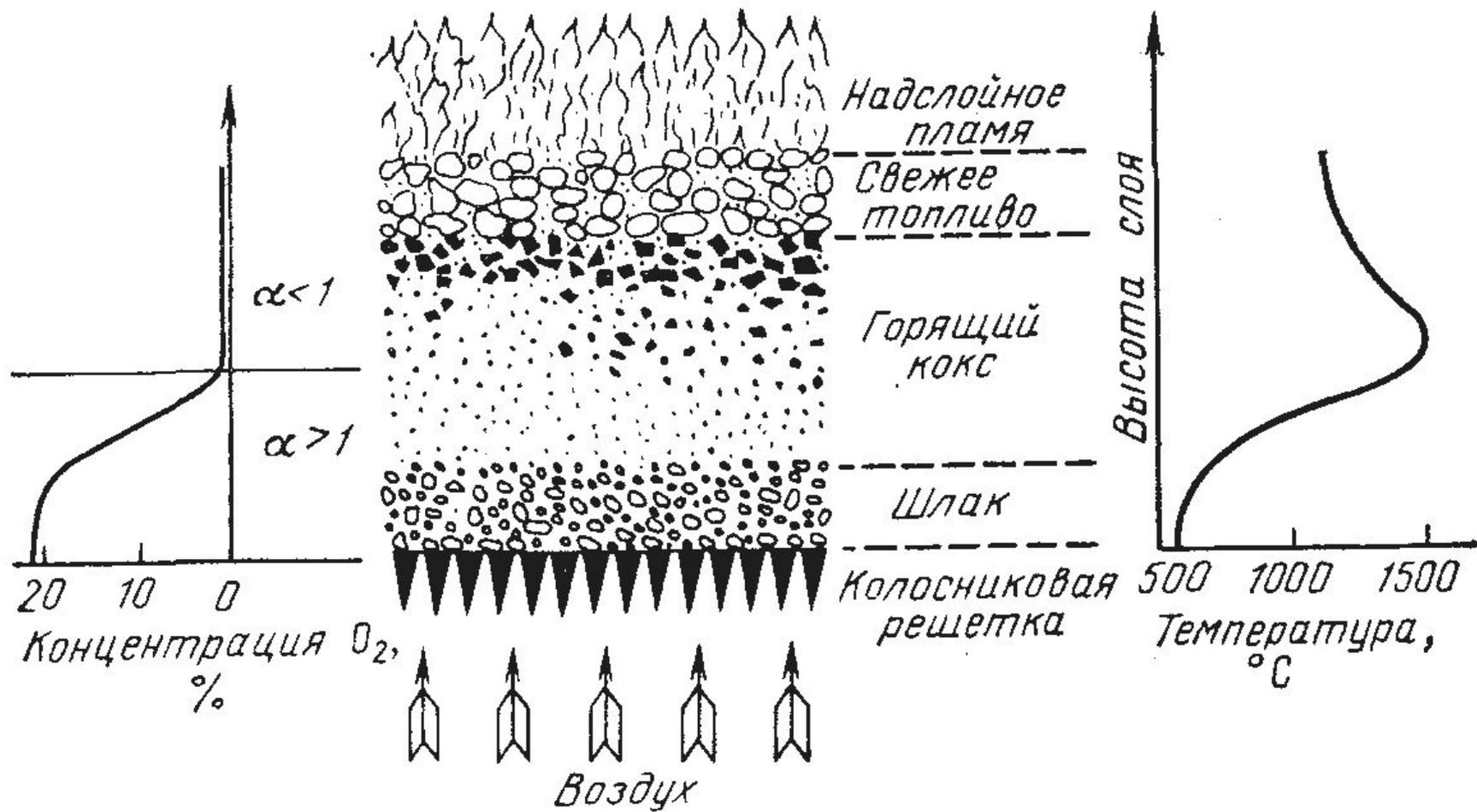


Рис. 6. Структура горящего слоя твердого топлива

# Расчетные температуры в топке и радиационное восприятие экранов

## Экранов

Температура в зоне активного горения находится итерационным способом последовательных приближений (до разницы между заданной и действительной температурой не более 50 °С) с помощью математического пакета прикладных программ Mathcad 15.0.

$$v_{заг} = \frac{\frac{100}{100 - q_4} \cdot \beta_{сг} \cdot Q_H^P + Q_{возд} + Q_{топл}}{vc} - \frac{2,05 \cdot 10^{-10} \cdot \varepsilon_m \cdot T_{заг}^4 \cdot \psi F}{Bp \cdot vc \cdot 10^3} + 273$$

где  $q_4$  – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, %;  $Bp$  – расчетный расход топлива, кг/ч;  $\beta_{сг}$  – степень сгорания топлива в ЗАГ;  $vc$  – суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, МДж/кг·°С;  $\varepsilon_m$  – коэффициент теплового излучения топки в зоне активного горения;  $\psi F$  – произведение коэффициента эффективности экранов на суммарную поверхность, ограничивающую ЗАГ, м<sup>2</sup>;  $Q_H^P$  – теплота сгорания топлива;

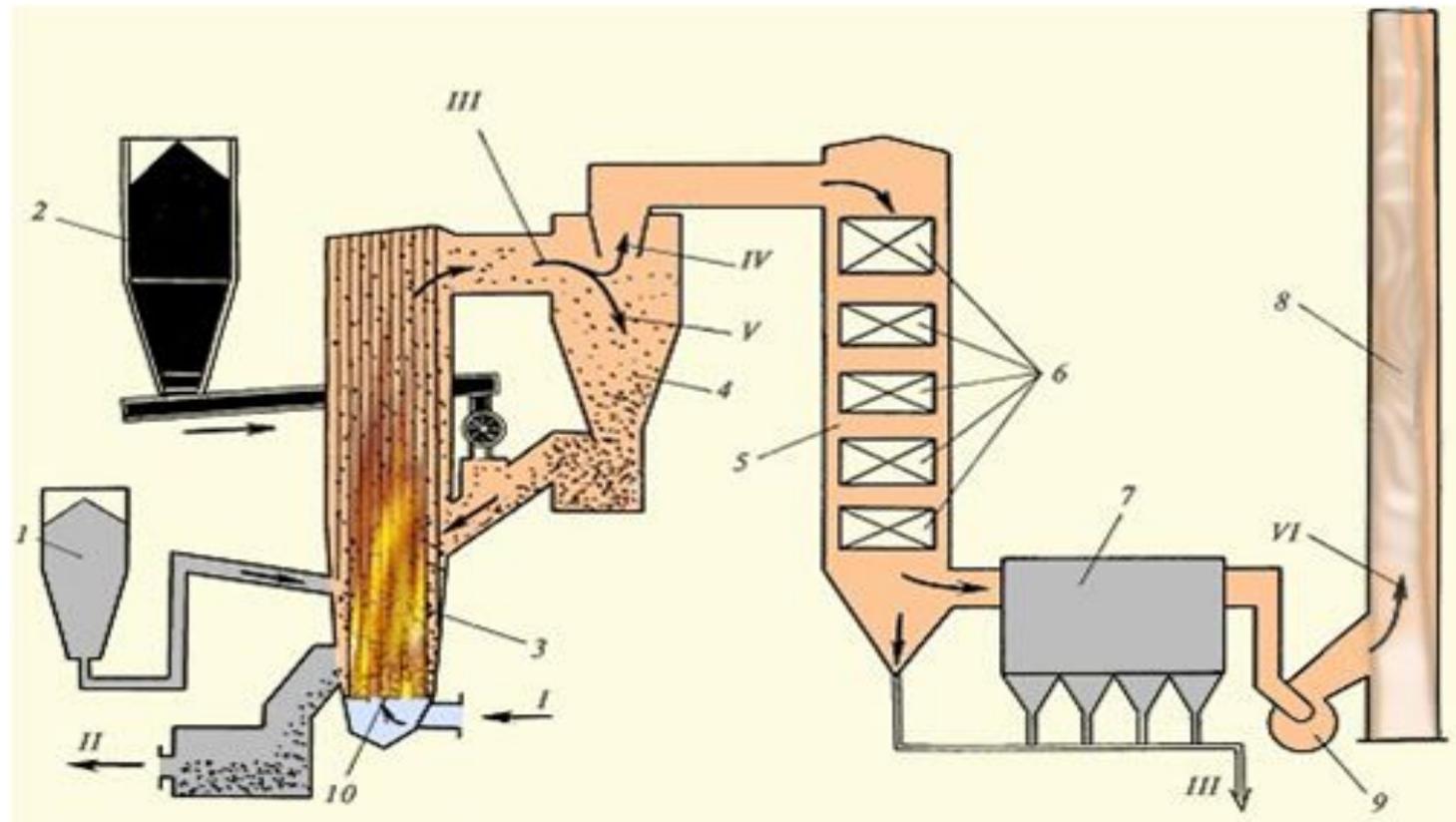


Рис. 6.1 Схема организации процесса в ЦКС:

1 – бункер известняка; 2 – бункер угля; 3 – кипящий слой; 4 – циклон; 5 – конвективная шахта; 6 – поверхности нагрева; 7 – электрофильтры; 8 – дымовая труба; 9 – дымосос.

I – подача воздуха; II – шлак на шлакоотвал; III – смесь продуктов сгорания и частиц топлива; IV – продукты сгорания в конвективную шахту; V – возврат несгоревших частиц на дожигание; VI – выброс уходящих газов в атмосферу;

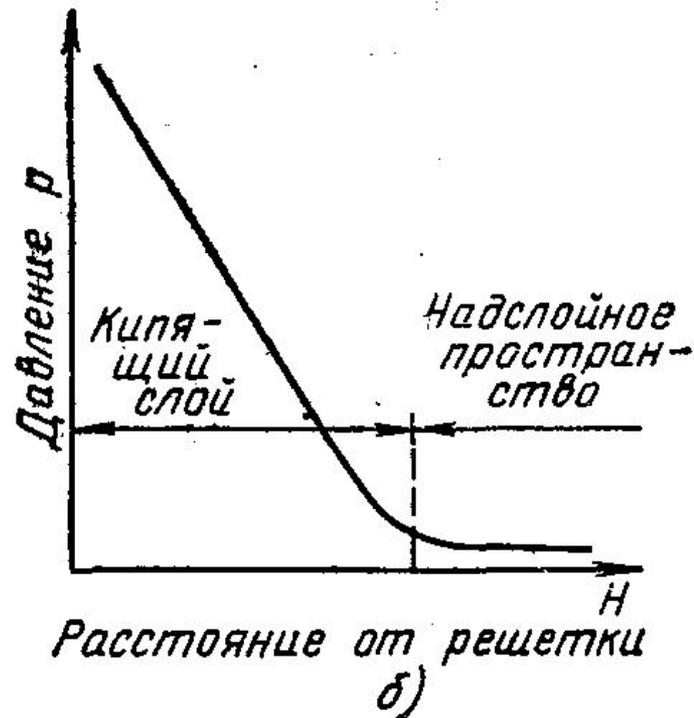
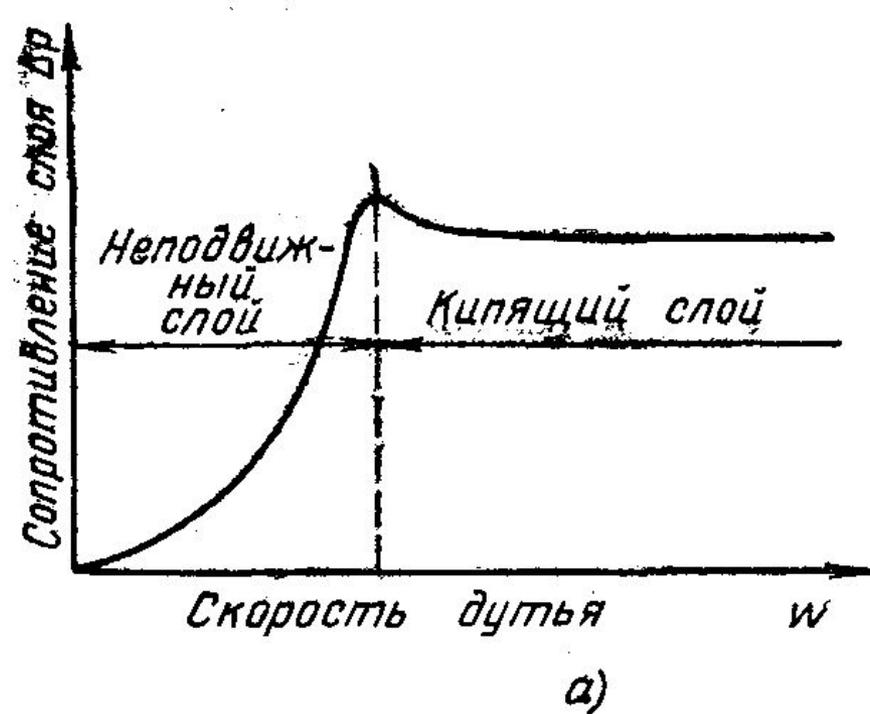


Рис. 7. Характеристики кипящего слоя:

а — зависимость сопротивления слоя от скорости дутья; б — изменение давления по высоте кипящего слоя

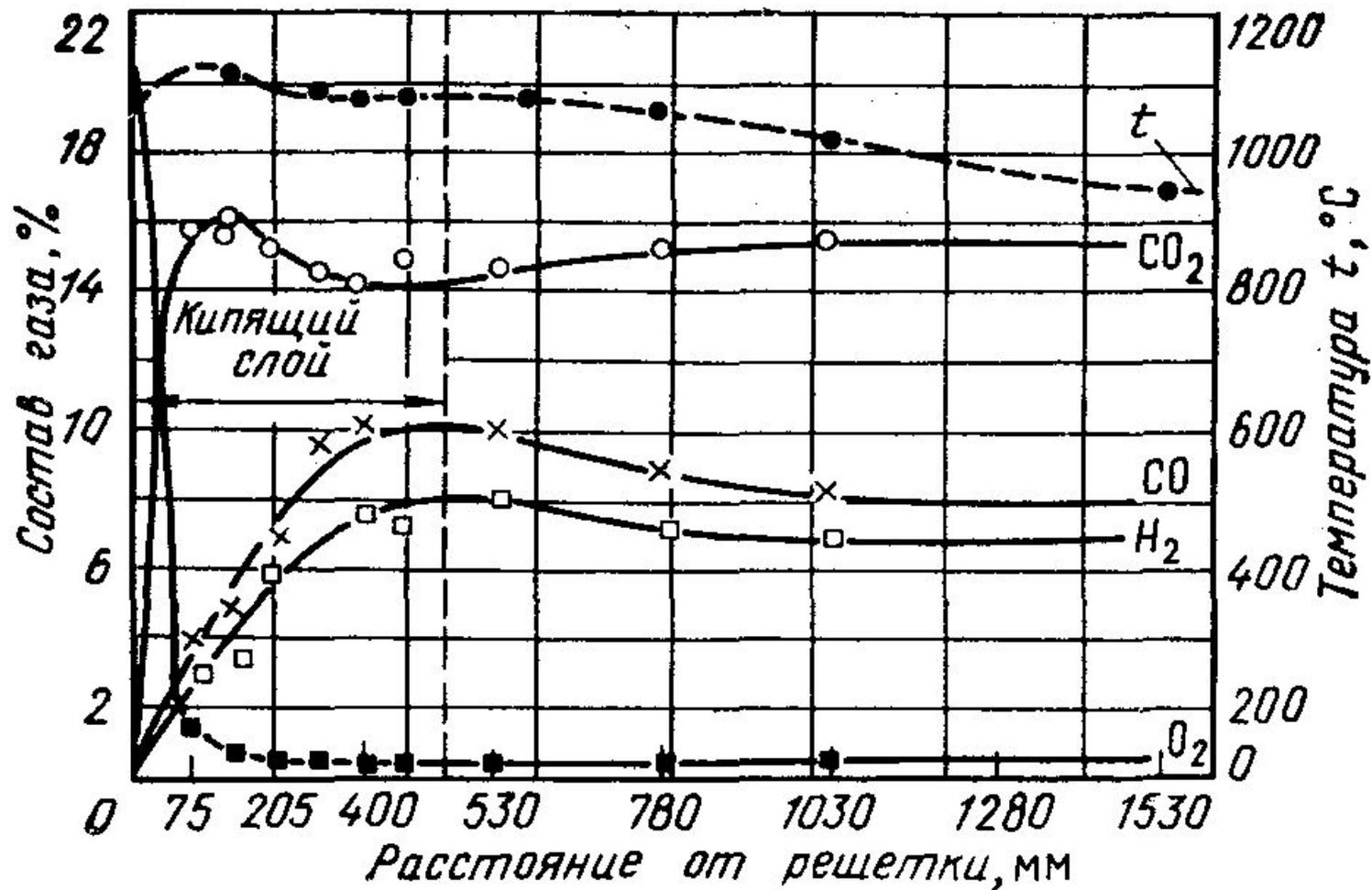


Рис. 8. Динамика газообразования и распределение температуры по высоте кипящего слоя: топливо — антрацит 3—5 мм; нагрузка  $V/R = 700$  кг/(м<sup>2</sup>.ч)

# Низкотемпературная коррозия наружных поверхностей нагрева

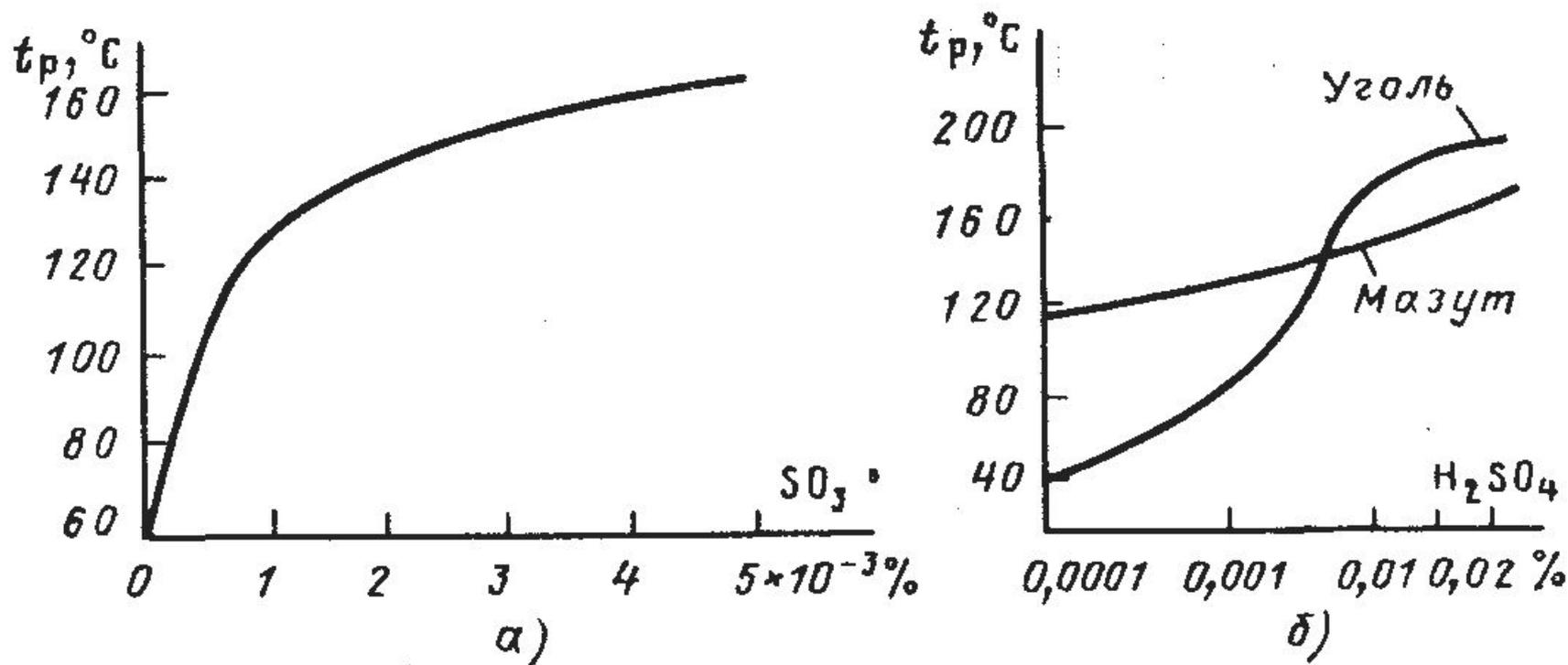
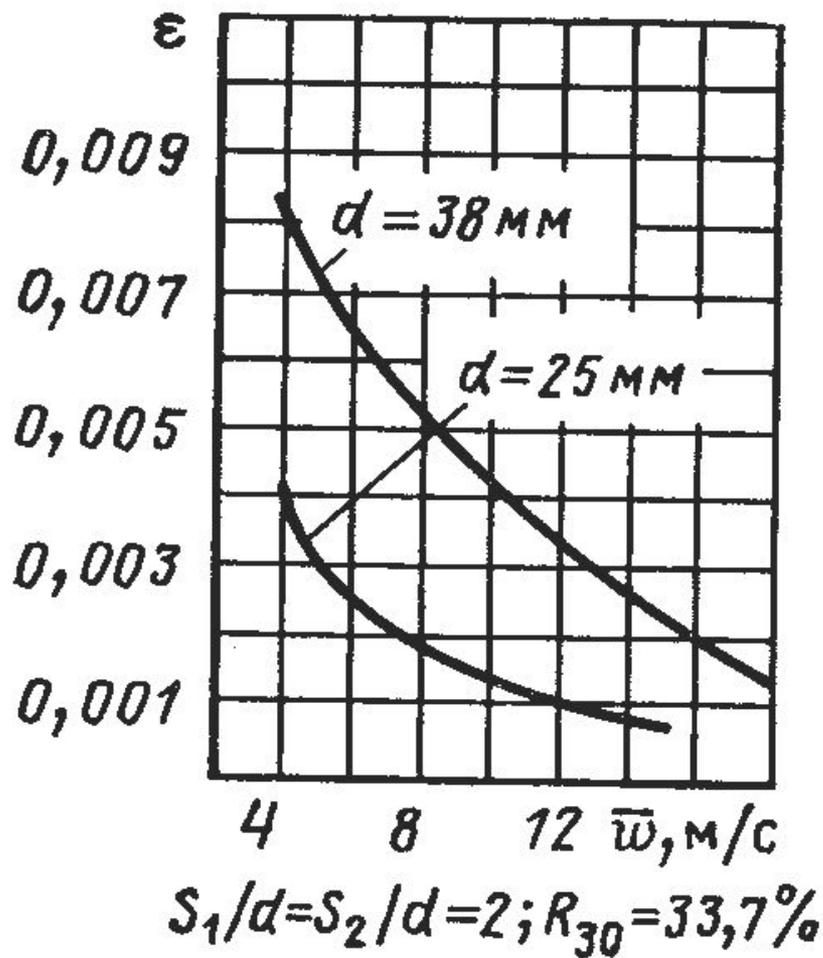


Рис. 9. Зависимость температуры точки росы  $t_p$  от содержания  $SO_2$  (а) и  $H_2SO_4$  (б) в продуктах сгорания

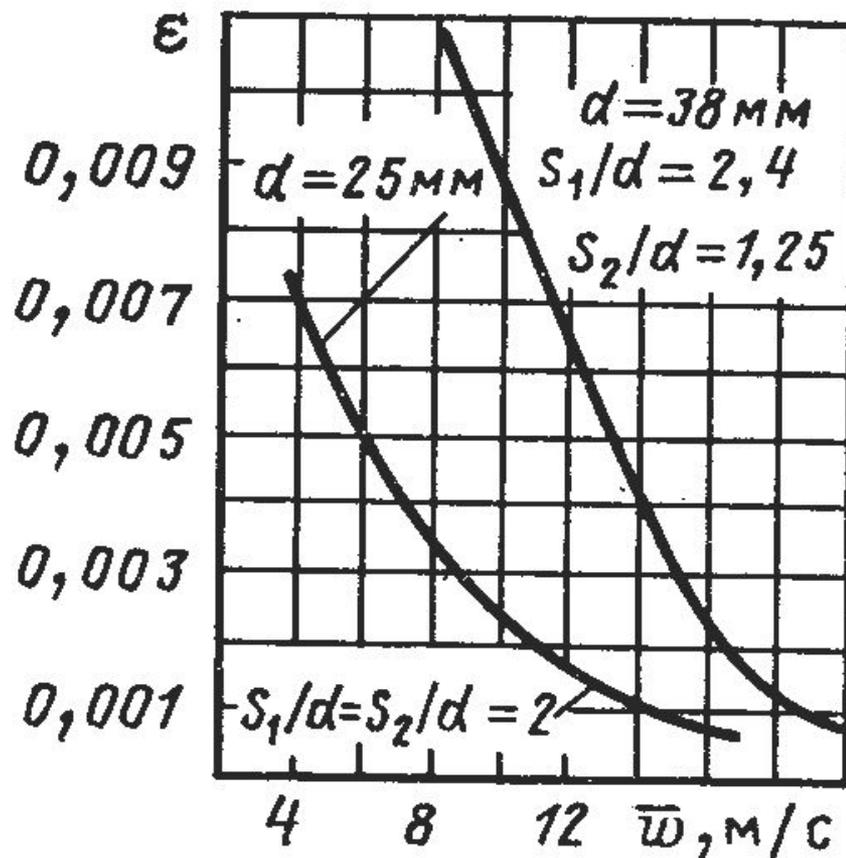
Температура стенки трубы воздухоподогревателя, °С, исходя из баланса теплоты внутренней и внешней ее поверхности, определяется по формуле

$$t_{\text{СТ}} = t_{\text{В}} + \frac{t_{\text{Г}} - t_{\text{В}}}{1 + \alpha_{\text{В}}/\alpha_{\text{Г}}},$$

где  $t_{\text{Г}}$  и  $t_{\text{В}}$  — температуры продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя и воздуха на входе в него, °С;  
 $\alpha_{\text{Г}}$  и  $\alpha_{\text{В}}$  — коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха и газа, Вт/(м<sup>2</sup>К)



а)



б)

Рис. 10. Зависимость коэффициента загрязнения поверхности нагрева от скорости газов: а - шахматный пучок труб; б — коридорный пучок труб.

# ОСНОВНЫЕ ПРОФИЛИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Различают П-, Г-, Т-, U-образные, башенную, полубашенную и многоходовые компоновки котла (рис. 11). При сжигании мазута, природного газа, как правило, используют U- и Г-образные компоновки (см. рис. 11, а, б), при которых котел имеет два вертикальных газохода (топочную камеру и конвективную шахту) и соединяющий их горизонтальный газоход. При сжигании твердых топлив эти компоновки применяют в котлах паропроизводительностью до 444,44 кт/с (1600 т/ч).

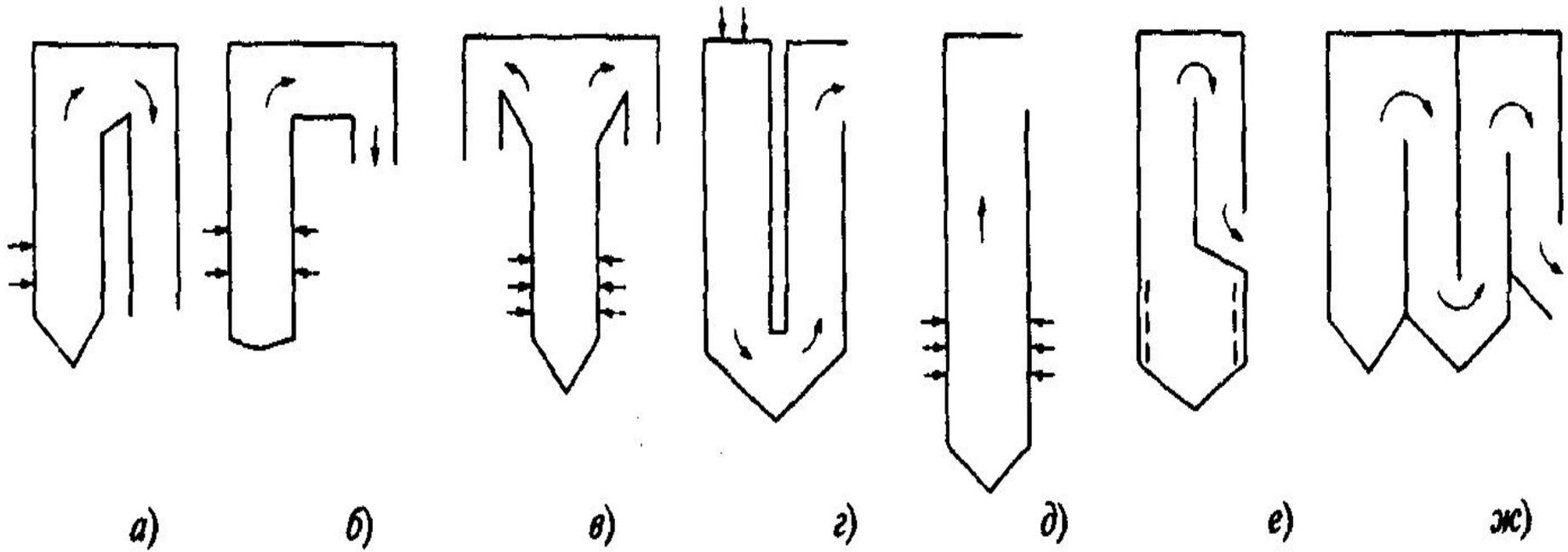


Рис.11.Основные  
КОТЛОВ

КОМПОНОВКИ

# Особенности применения котлов различных типов компоновки

- Т-образную компоновку (см. рис. 11, в), способствующую уменьшению глубины конвективной шахты и высоты соединительного газохода, применяют для мощных котлов ( $D \geq 277,78$  кг/с), работающих на твердых топливах.
- Для углей с высокоабразивной золой Т-образную компоновку используют для котлов, начиная с паропроизводительности  $D = 138,89$  кг/с (500 т/ч).
- Для мощных котлов при сжигании газа и мазута или твердого топлива (в том числе бурых углей с большим содержанием высокоабразивной золы) может быть использована башенная компоновка (см. рис. 11, д) в сочетании с открытой и полуоткрытой компоновками котельной установки.
- *В России по климатическим условиям последние не применяются.*

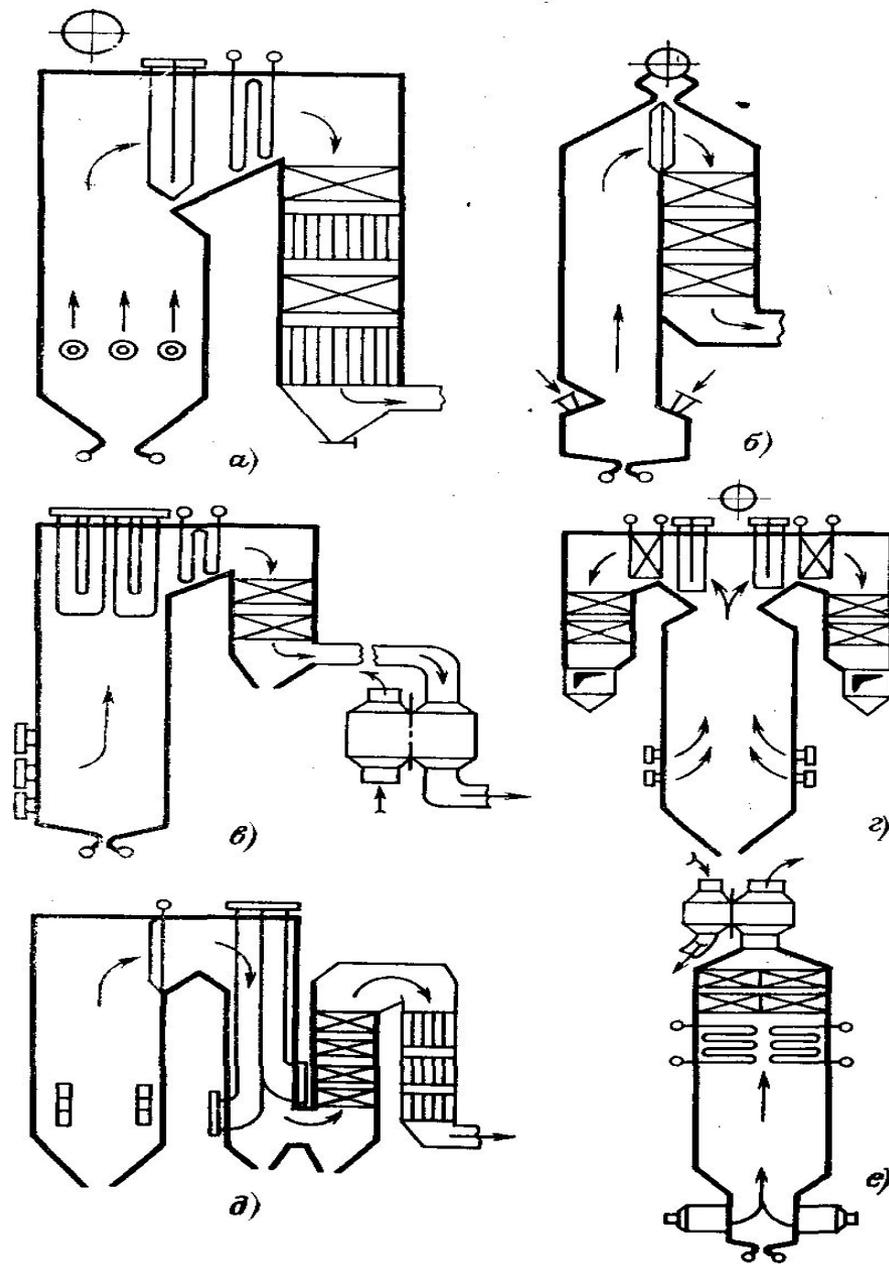


Рис. 12. Основные профили парогенераторов

# Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

Тепловой поток к рабочему телу в конвективной поверхности нагрева, кВт, в общем виде определяется выражением

$$Q = k \Delta t H .$$

Здесь  $Q$  — суммарное тепловосприятие поверхности нагрева, кВт.

Соответственное тепловое напряжение  
поверхности нагрева, кВт/м<sup>2</sup>,

$$q = k \Delta t,$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи через данную поверхность нагрева, кВт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t$  — усредненное значение разности температур греющего газа и рабочей среды — температурный напор, °С;  $H$  — площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>.

# Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

В пределах элемента конвективной поверхности нагрева температуры газов и их физические характеристики, а также рабочей среды, за исключением находящейся в испарительной поверхности нагрева, меняются, и поэтому выражение применимо к бесконечно малому элементу поверхности нагрева и для всей поверхности должно быть записано в дифференциальной форме:

$$dQ = \kappa (\theta - t)dH,$$

где  $\theta$  — температура газов перед элементом поверхности нагрева.

# Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

Соответственно уравнение теплового баланса поверхности нагрева, кДж/кг, примет вид

$$Q = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{\text{прс}}),$$

где  $\varphi$  - коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери в окружающую среду;  $H'$ ,  $H''$  — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг;  $\Delta\alpha H_{\text{прс}}$  — количество теплоты, вносимой присосом воздуха в газоход данной поверхности нагрева.

# Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

Теплота, воспринятая обогреваемой средой в ширмовом и конвективном перегревателе за счет конвекции, кДж/кг, определяется выражением

$$Q = D/V_p(h'' - h') - Q_{л},$$

где  $D$  — количество пара, проходящего через пароперегреватель, кг/ч;  $V_p$  — расчетный расход топлива, кг/ч;  $h'$ ,  $h''$  — энтальпии пара до и после пароперегревателя, кДж/кг;  $Q_{л}$  — теплота, полученная пароперегревателем излучением из топки, кДж/кг.

# Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

Теплота, воспринятая воздухом в  
воздухоподогревателе, кДж/кг,

$$Q_{в} = (\beta_{вп} + \frac{1}{2}\Delta\alpha_{вп} + \beta_{рц})(H_0'' - H_0'),$$

где  $\beta_{вп}$  — отношение количества воздуха за  
воздухоподогревателем к теоретически  
необходимому;  $\beta_{рц}$  — доля рециркулирующего  
воздуха в воздухоподогревателе;  $\Delta\alpha_{вп}$  — присос  
воздуха в воздухоподогревателе принимаемый  
равным его утечке с воздушной стороны;  $H_0''$ ,  $H_0'$  —  
энтальпии воздуха, теоретически необходимого для  
сгорания при температуре на выходе из  
воздухоподогревателя и на входе в него, кДж/кг

# Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

Теплота, получаемая конвективными поверхностями нагрева лучеиспусканием из топки, определяется при расчете топки. В ширмовом пароперегревателе имеет место взаимный теплообмен между топкой, ширмами и поверхностью нагрева за ширмами, и  $Q_l$ , кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_l = Q_{l.vx} - Q_{l.vyx},$$

где  $Q_{l.vx} = q_{шл}N_{л.vx}/V_p$  — лучистая теплота, воспринятая плоскостью входного сечения ширм, кДж/кг;  $q_{шл}$  — тепловая нагрузка ширм в выходном окне, Вт/м<sup>2</sup>, определяемая из расчета толки;  $Q_{l.vyx}$  — лучистая теплота, полученная от газов в топке и ширмах поверхностью нагрева за ширмами:

$$Q_{l.vyx} = [Q_{l.vx}(1 - a)фш]/\beta + \xi_p(5,76 \cdot 10^{-8} \cdot N_{л.vyx} \cdot T_{ср} - 4)V_p,$$

где  $a$  — интегральный коэффициент теплового излучения газов в ширмах при средней температуре;  $\varphi_{ш}$  — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмами, значение которого принимается по (Нормат. расч.);  $\xi_{п}$  — поправочный коэффициент. Для углей и жидкого топлива  $\xi_{п} = 0,5$ , для природного газа  $\xi_{п} = 0,7$ ;  $F_{л.вых}$  — лучевоспринимающая площадь поверхности нагрева за ширмами, м<sup>2</sup>;  $\varphi_{ш}$  — угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм, определяемый по соотношению

$$\varphi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{F_{л.вых}}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{1}{s_1}$$

здесь  $s_1$  — поперечный шаг ширм, м;  $l$  — длина ширмы по ходу газов, м;  $T_{ср}$  — средняя температура газов в ширмах, К.

# Характеристики испарительных систем

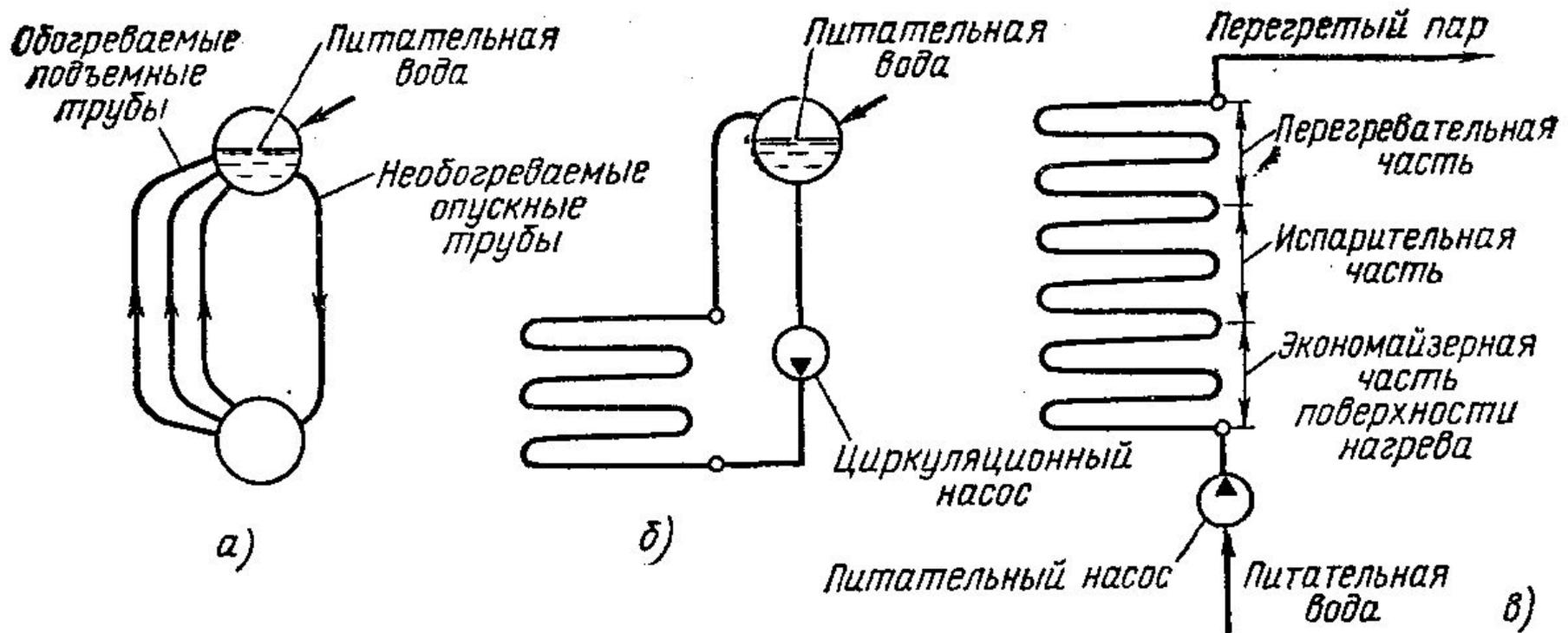


Рис. 13. Схемы организации движения воды и пароводяной смеси в котлах:

а — естественная циркуляция; б — многократно-принудительная циркуляция; в — прямоточное движение

# ГИДРОДИНАМИКА КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

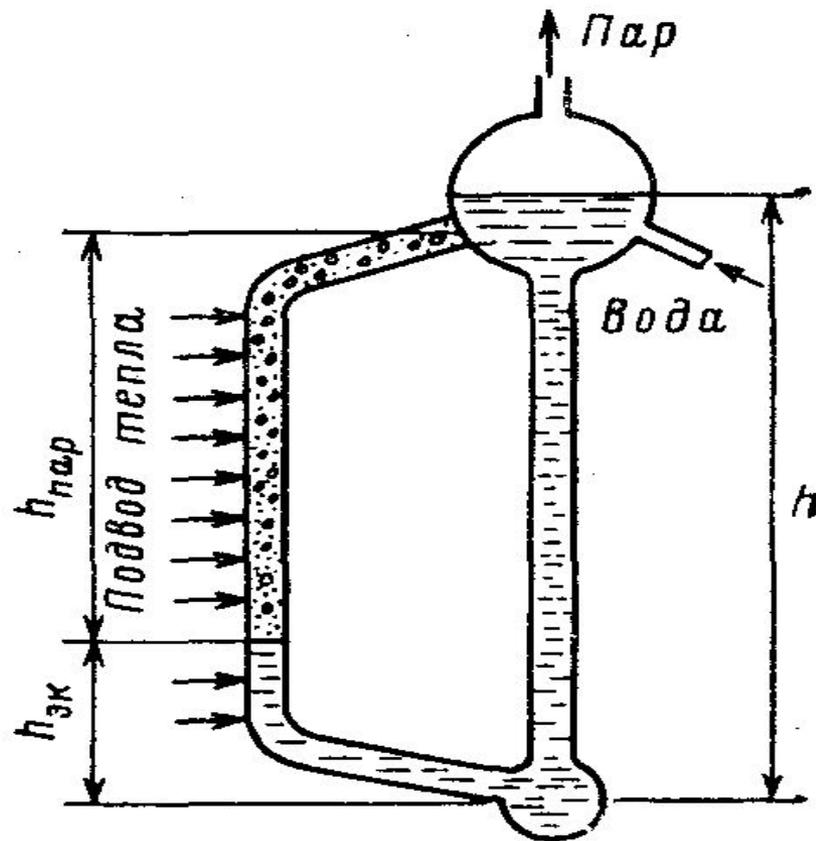


Рис. 13. Контур с естественной циркуляцией.

Давление столба пароводяной смеси  $\rho_{\text{см}}$  можно представить в виде суммы давлений столба воды и столба пароводяной смеси, Па,

$$\rho_{\text{см}} = \rho_{\text{эк}} + \rho_{\text{пар}}, \quad (*)$$

где  $\rho_{\text{см}}$  - средний по длине паросодержащего участка трубы удельный вес пароводяной смеси (напорный удельный вес смеси), Н/м<sup>2</sup>.

Учитывая, что общая высота контура состоит из экономайзерного и паросодержащего участков  $l = l_{\text{эк}} + l_{\text{пар}}$  (на рис.13  $h = h_{\text{эк}} + h_{\text{пар}}$ ), из (\*) получаем для движущего давления (напора), Па,

$$S = l_{\text{пар}}(\rho_{\text{эк}} - \rho_{\text{см}})$$

Движущее давление преодолевает сопротивление в подъемных и опускных трубах, следовательно,

$$S = S_{\text{р.под}} + S_{\text{р.оп}}$$

где  $S_{\text{р.под}}$  и  $S_{\text{р.оп}}$  — суммарные сопротивления в подъемных и опускных трубах, Па.

Разность движущего давления и сопротивления подъемной части циркуляционного контура составляет полезное давление, расходуемое на преодоление сопротивлений опускной части контура:

$$S_{\text{пол}} = S - \sum r_{\text{под}}$$

или

$$S_{\text{пол}} - \sum r_{\text{под}} = 0.$$

# УСЛОВИЯ НАДЁЖНОЙ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

Для надёжной работы котла необходимы непрерывный отвод теплоты от поверхностей нагрева и поддержание температуры металла в допустимых пределах при всех возможных режимах работы котла. Температура стенки поверхности нагрева, °С

$$t_{ст} = t_{рт} + \beta \mu q \left[ \frac{2\delta_{ст}}{\lambda_{ст}(\beta + 1)} + \frac{1}{\alpha_2} \right],$$

где  $t_{рт}$  — температура рабочего тела в данной поверхности нагрева, °С;  $q$  — тепловой поток от греющей среды к рабочему телу, Вт/м<sup>2</sup>;  $\delta_{ст}$  и  $\lambda_{ст}$  — толщина и теплопроводность стенки, м и Вт/(м·К);  $\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\beta$  — отношение наружного диаметра к внутреннему;  $\mu$  — коэффициент растечки теплоты по сечению трубы, вызываемой неравномерностью ее обогрева по периметру. Для углеродистой стали марки 20 предельно допустимая температура стенки 450°С. Для стали 12Х1МФ — 585 °С, а стали 1Х18Н12Т — 640 °С

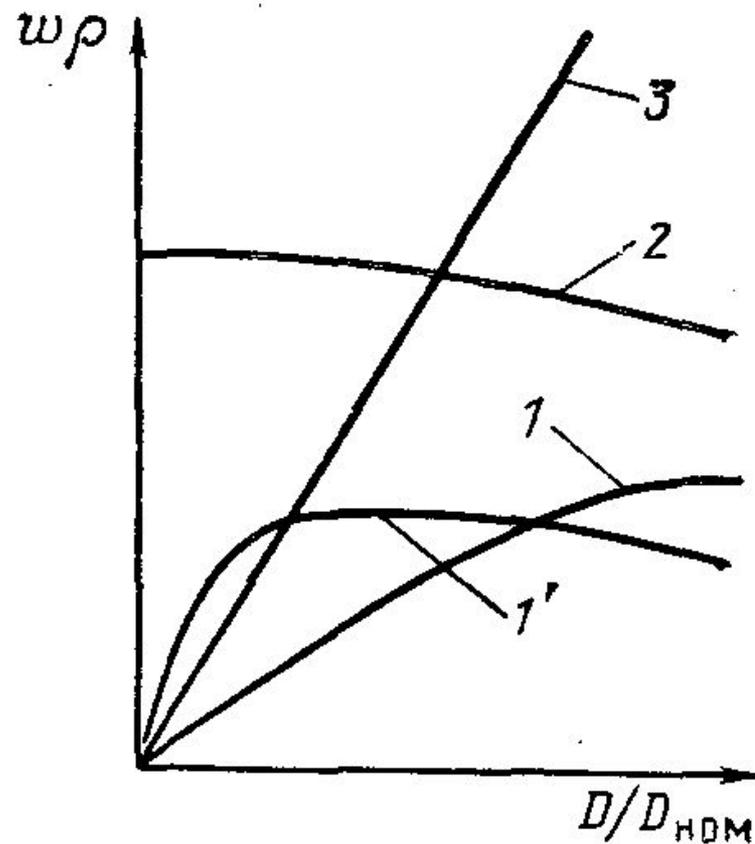


Рис. 14. Влияние нагрузки котлов на скорость воды и пароводяной смеси:  
 1 — естественная циркуляция, высокое давление; 1' — естественная циркуляция, низкое давление; 2 — многократно-принудительная циркуляция; 3 — проточное движение

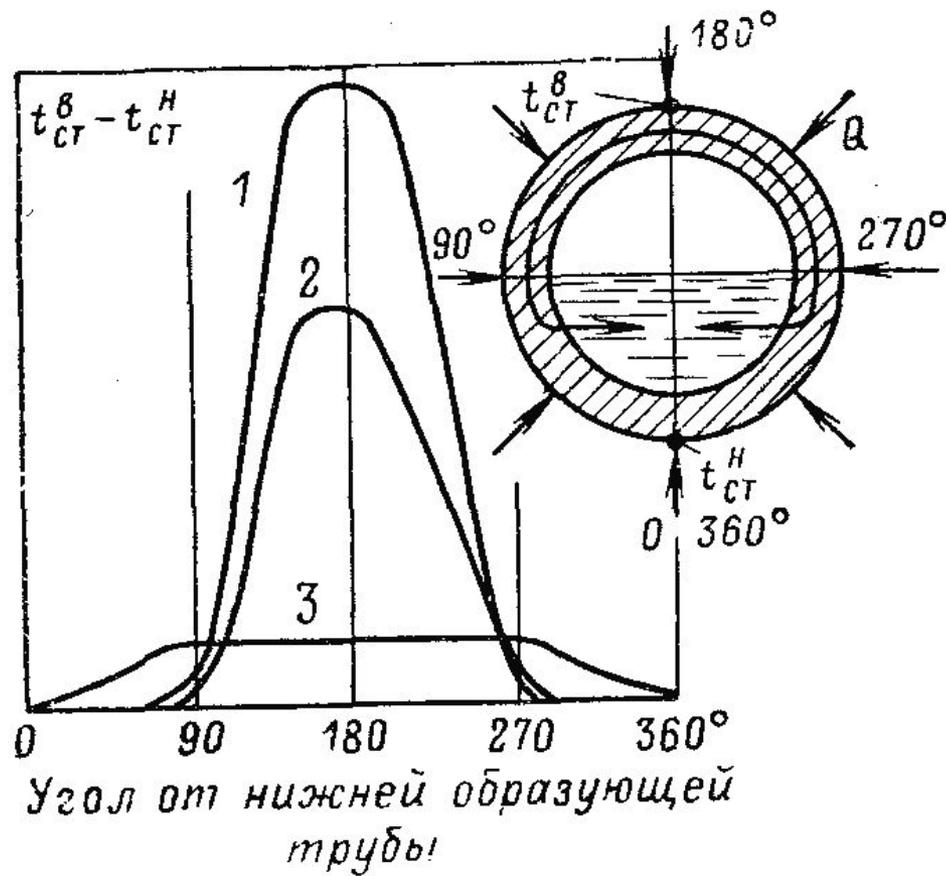


Рис. 15 Температура стенки трубы при расслоении пароводяной смеси в зависимости от угла от нижней образующей трубы:  
 1 —  $p = 11$  МПа; 2 —  $p = 18$  МПа; 3 —  $p = 22,4$  МПа

# РЕЖИМ, СТРУКТУРА И ХАРАКТЕРИСТИКА ПОТОКА РАБОЧЕГО ТЕЛА

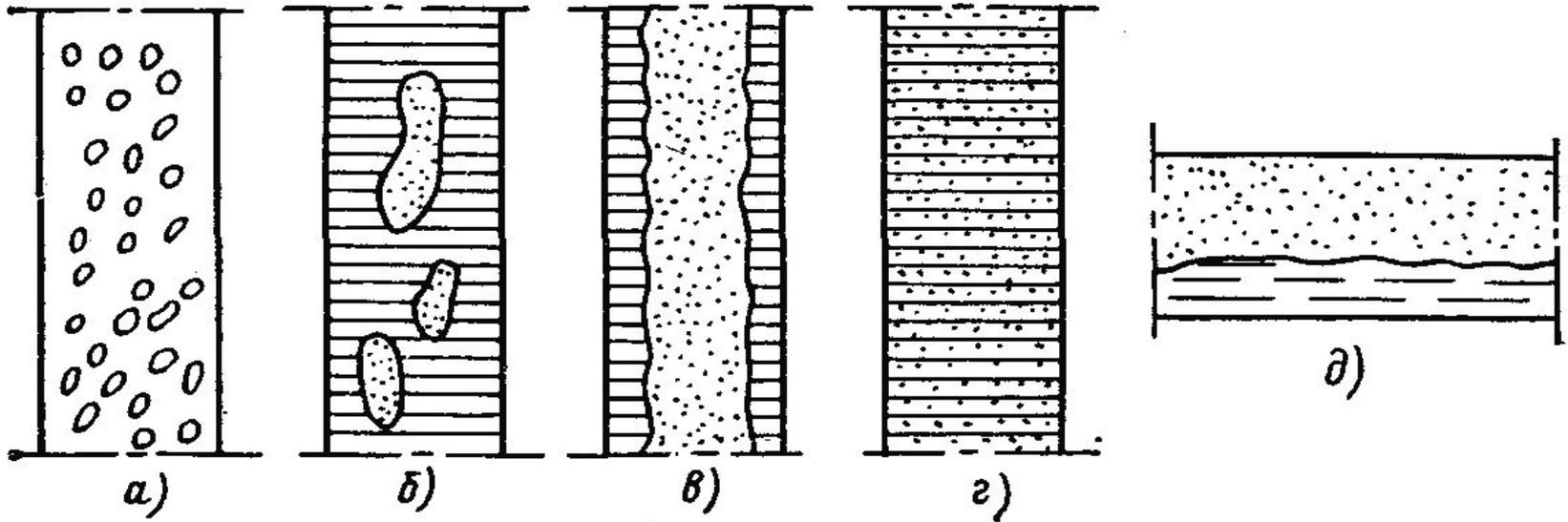


Рис. 16. Структура пароводяной смеси в трубе:

а — пузырьковая; б — снарядная; в — стержневая; г — эмульсионная; д — расслоенного потока в горизонтальной трубе

Структура потока пароводяной смеси. В зависимости от паросодержания, скорости и давления структура движущейся пароводяной смеси может иметь различный характер (рис. 16).

- *Пузырьковая* структура, при которой мелкие пузырьки пара относительно равномерно распределены по сечению трубы, возникает при небольшом паросодержании и малой скорости пароводяной смеси в вертикальной трубе.
- *Снарядная* структура, при которой образуются крупные паровые пузырьки, занимающие среднюю часть сечения трубы и отделенные друг от друга и стенки тонким слоем воды, неустойчива и возникает при увеличении паросодержания и низком давлении. При давлениях более 10 МПа снарядная структура не наблюдается.
- *Стержневая* — структура, при которой в среднем сечении трубы движется сплошной поток пара с взвешенными в нем каплями воды. По стенке при этом движется слой жидкости, толщина которого уменьшается с ростом паросодержания и скорости потока.
- *Эмульсионная* — структура, при которой основная масса воды срывается со стенки и уносится в виде капель в потоке пара. На стенке остается тонкая водяная пленка. Такая структура возникает при паросодержании более 90 %, большой скорости пара и высоком давлении.

# Характеристики потоков рабочего тела

*Массовая скорость потока, кг/ (м<sup>2</sup>·с),*

$$w\rho = G/(3600F) ,$$

где  $G$  — массовый расход рабочего тела в элементе (трубе), кг/ч;  $F$ - площадь сечения элемента (трубы), м<sup>2</sup>;  $\rho$ — плотность рабочего тела, кг/м<sup>3</sup>

*Средняя скорость потока в данном элементе (трубе), м/с,*

$$w = Gv/(3600F) ,$$

где  $v$  — средний по сечению удельный объем среды, м<sup>3</sup>/кг.

Для пароводяной смеси удобно пользоваться приведенными скоростями воды и пара, представляющими собой отношение объемного расхода воды или пара к полному сечению трубы, м/с,

$$w'0 = G'v'/(3600F);$$

$$w''0 = G''v''/(3600F)$$

Расход протекающей в трубе пароводяной смеси  $G = G' + G''$ .

# Характеристики потоков рабочего тела

**Скорость циркуляции**, т. е. скорость, которую имела бы вода при температуре насыщения, если бы она протекала через данное сечение трубы при массовом расходе, равном расходу пароводяной смеси, м/с,

$$w_0 = (G' + G'')v / (3600F)$$

До начала парообразования эта скорость равна скорости воды.

**Паросодержание**—отношение массы пара в пароводяной смеси к массе смеси

$$x = \frac{G''}{G' + G''} = \frac{w''_0 v'_0}{w'_0 v''_0}$$

Средние значения паросодержания на данном участке трубы  $x = 0,5(x_1 + x_2)$ .

**Скорость пароводяной смеси** можно выразить через приведенные скорости воды и пара или скорость циркуляции. Из уравнений видно, что  $w = w'_0 + w''_0$ ; удельный объем смеси

$$v = (1 - x)v' + xv''$$

Подставляя значения  $w$  и  $v$ , после преобразований получаем

$$w = w_0 \left[ 1 + x \left( \frac{v''}{v'} - 1 \right) \right]$$

## Характеристики потоков рабочего тела

**Объемное паросодержание** - отношение объемного расхода пара к объемному расходу пароводяной смеси

$$\beta = \frac{G''v''}{G'v' + G''v''} = \frac{w_0''}{w_{cm}}$$

после  
преобразования

$$\beta = \frac{x}{x + (1 - x) \frac{v'}{v''}}$$

**Напорное  
паросодержание**

$$\varphi = \frac{f_n}{f} = \frac{w_0''}{w_n} = 1 - \frac{w_0''}{w'}$$

где  $f_n$  — сечение трубы, занятое паром,  $m^2$ ;  $f$  — полное сечение трубы,  $m^2$ ;  $w_0''$  - истинная скорость пара,  $m/s$ .

# Характер изменения $\beta$ , $\varphi$ и $x$ по длине равномерно обогреваемой трубы

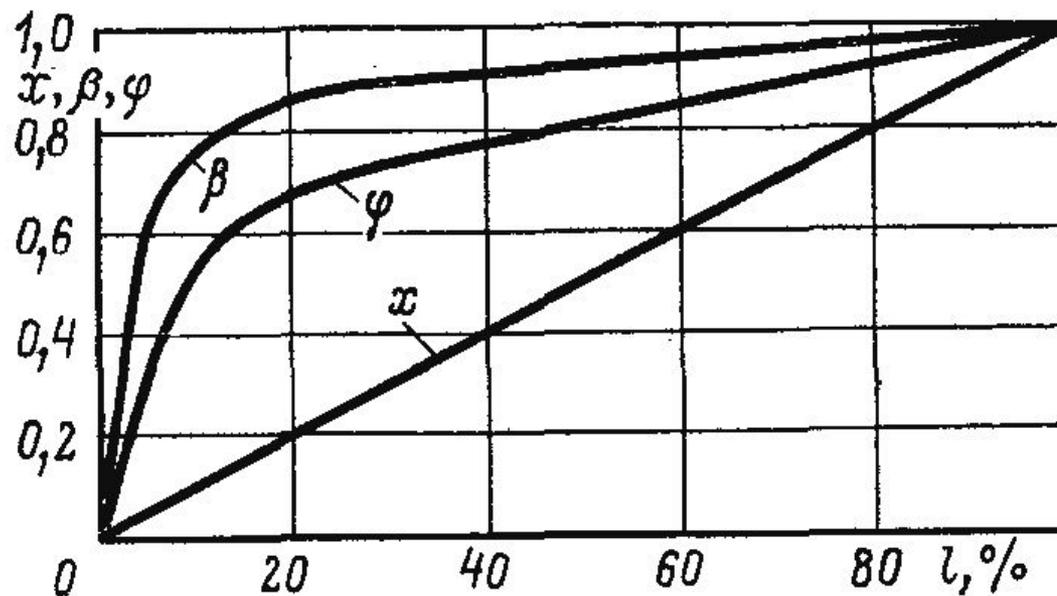


Рис. 17. Характер изменения  $x$  -паросодержание,  $\beta$ -объемное и  $\varphi$ -напорное по длине равномерно обогреваемой трубы.

# РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕВА ПАРА

- *Впрыск 1* осуществляется после первого пакета перегревателя и составляет 3—5% номинальной производительности  $D_{\text{ном}}$ . В парогенераторах, рассчитанных на два топлива, впрыск 1 может достигать больших величин при работе на топливе, требующем меньших поверхностей нагрева, например при работе на газе газомазутного парогенератора.
- *Впрыск 2* производится перед или в рассечку выходного пакета перегревателя и составляет 2...3%  $D_{\text{ном}}$ .

Вода для впрыска в прямоточных парогенераторах забирается обычно перед экономайзером и

# Регулирование промежуточного перегрева пара

- К *первой* относят методы, основанные на передаче регулируемой доли тепла от пара высокого давления к пару промперегрева в паропаровых или парогазовых теплообменниках. Такой теплообменник представляет собой первую ступень вторичного перегрева пара и рассчитывается на тепловосприятие до 40—50% полного приращения энтальпии пара при промежуточном перегреве с диапазоном регулирования перегрева в пределах 15—25°C.

# Регулирование промежуточного перегрева пара

- Ко второй группе методов регулирования относят газовые; в их числе применение *рециркуляции газов*, *байпасирование газов* через заполненный газоход. В результате *рециркуляции газов* увеличивается их объем и изменяется водяной эквивалент дымовых газов в зоне размещения промежуточного перегревателя, что обеспечивает повышение температуры пара примерно на  $1,7^{\circ}\text{C}$  на каждые 1% рециркулирующих газов.

*Байпасирование газов* обеспечивают разделением конвективной шахты продольными перегородками на несколько (два-три) параллельных газоходов.

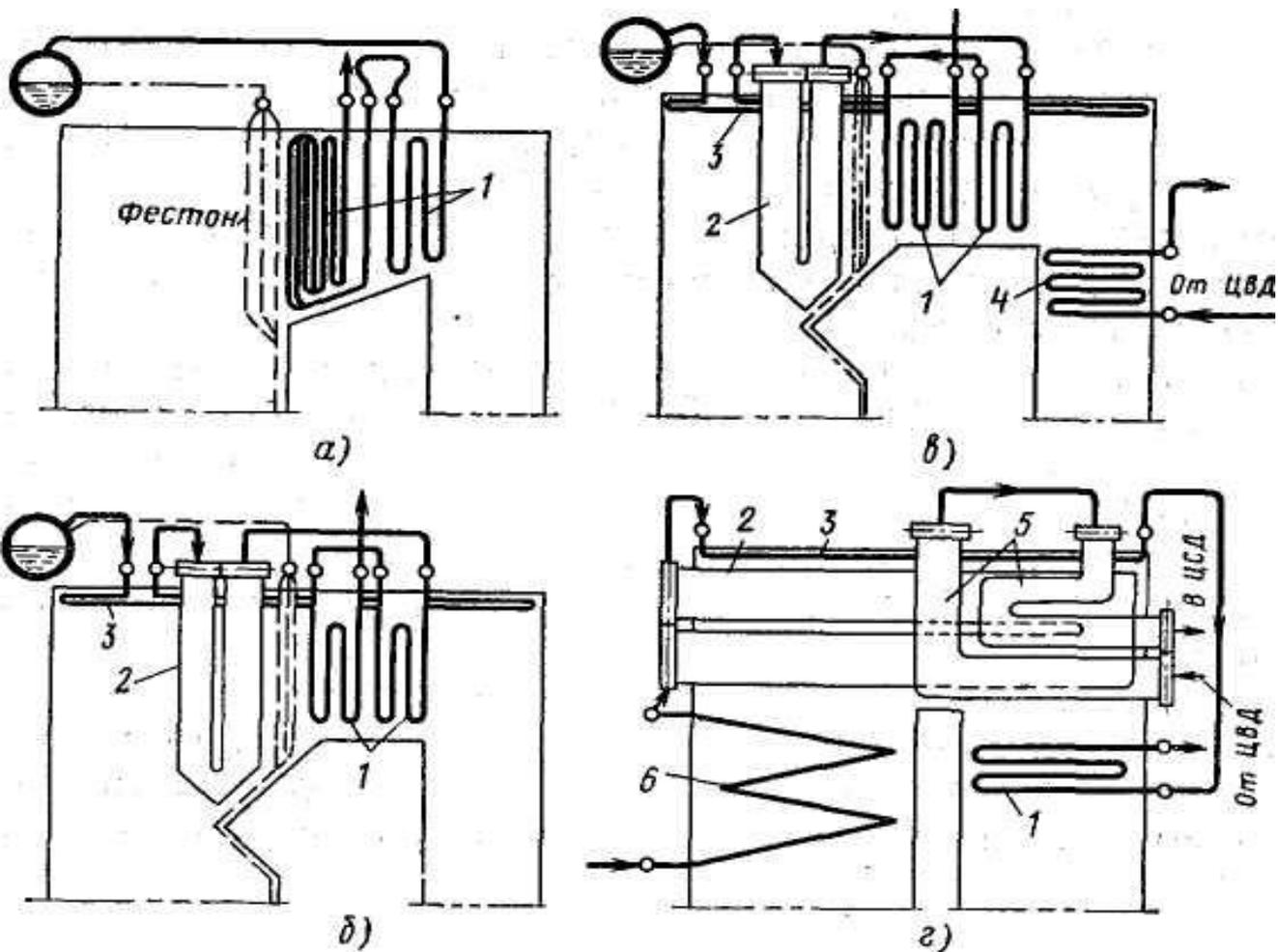


Рис.18.Схемы пароперегревателей котлов с различными параметрами пара:

а — 3,9 МПа, 440 °С; б — 9,8 МПа, 540 °С; в — 13,8 МПа, 560 °С; г — 25 МПа, 560 °С: 1 — конвективный первичный пароперегреватель; 2 — ширмовый первичный пароперегреватель; 3 — потолочный пароперегреватель; 4 — конвективный промежуточный пароперегреватель; 5 — ширмовый промежуточный пароперегреватель; 6 — экраны

# Маневренность парового

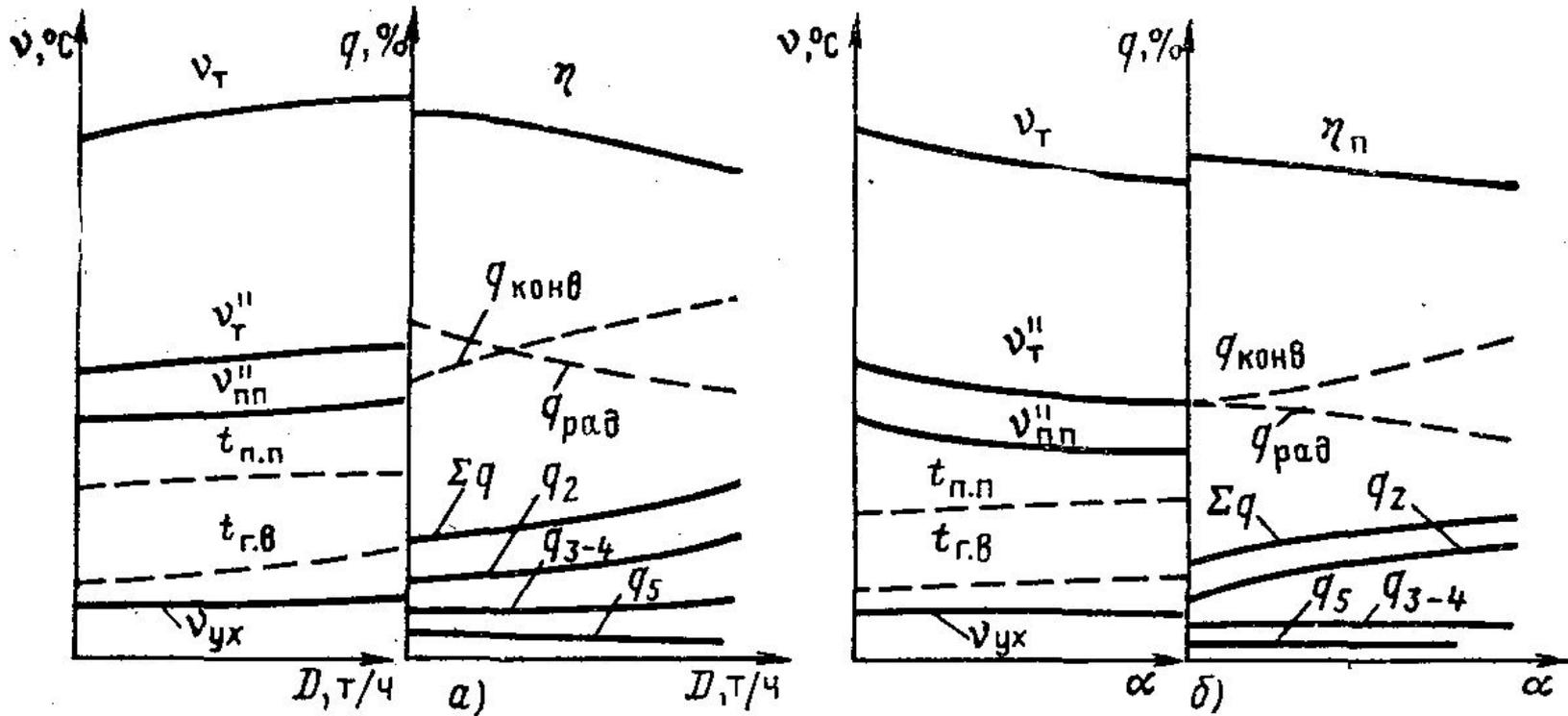


Рис. 19. Тепловые характеристики барабанного котла в зависимости от:

а — нагрузки; б —  $\alpha$ ; в — приведенной влажности;  $v_T$  — температура газов в топке;  $v_T''$  — температура газов на выходе из топки;  $v_{\text{пп}}''$  — температура газов за пароперегревателем;  $v_{\text{уж}}$  — температура уходящих газов;  $t_{\text{п.п}}$  — температура перегрева пара;  $q_2, q_3, q_4, q_5$  — потеря теплоты с уходящими газами, с химическим недожогом, с механическим недожогом, в окружающую среду;  $q_{\text{конв}}$  и  $q_{\text{рад}}$  — удельные тепловосприятия конвективными и радиационными поверхностями нагрева;  $\eta$  — КПД котла

# Маневренность парового котла

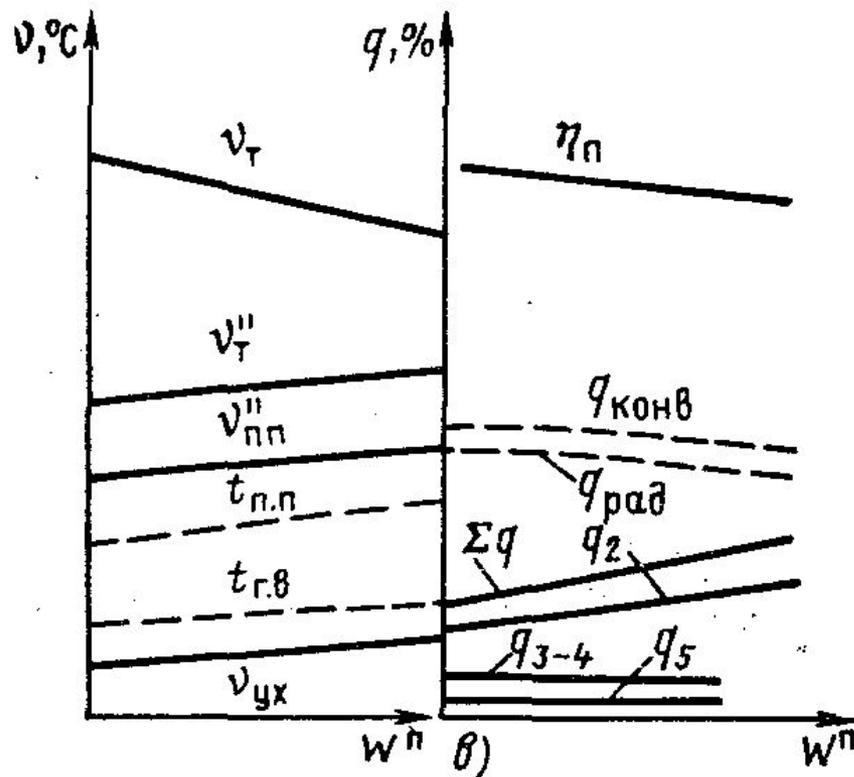


Рис. 19.1 Тепловые характеристики барабанного котла в зависимости от приведенной влажности

# Нестационарные процессы в котлах

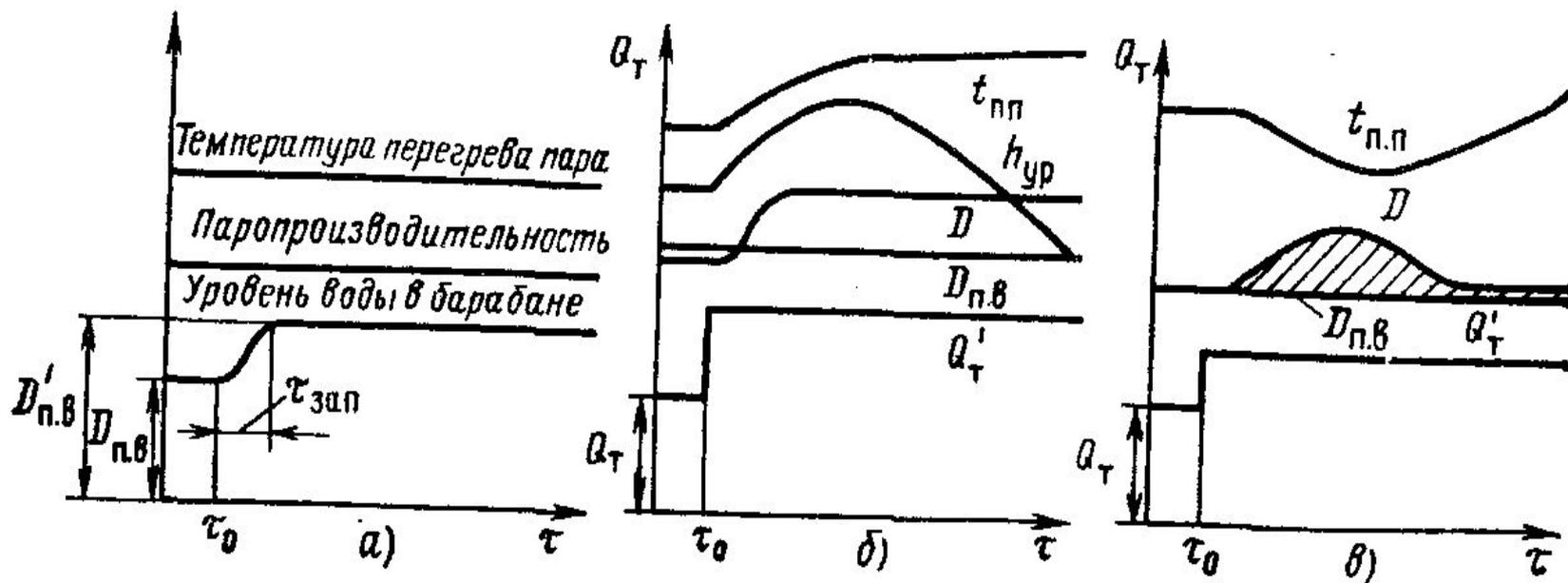


Рис. 20. Тепловые характеристики котла в переходный период:  
а — при изменении подачи питательной воды; б — при изменении тепловыделения в топке (для барабанного котла); в — при изменении тепловыделения в топке (для прямоточного котла)

# Топки с ЦКС

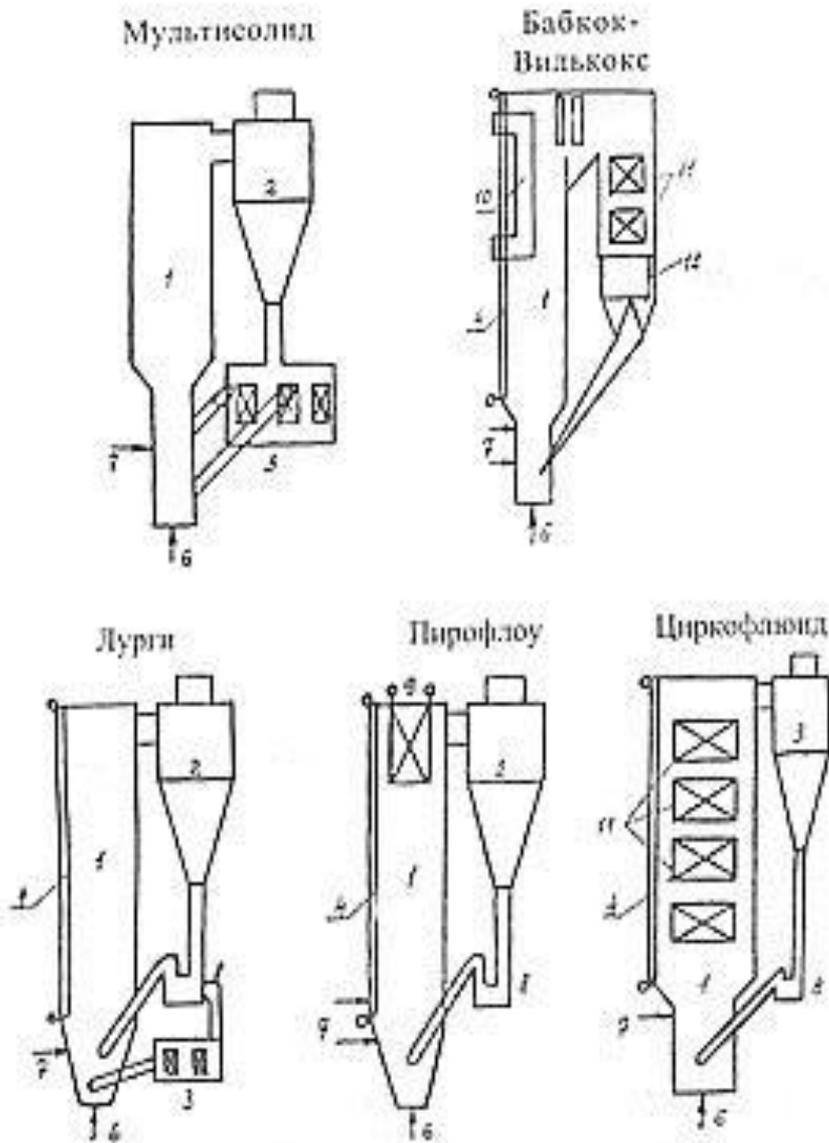


Рис. 21. Основные модификации технологии сжигания в циркулирующем кипящем слое:

1 - топка; 2 - "горячий" циклон; 3 - "холодный" циклон; 4 - экраны топки; 5 - швеллерковые сепараторы; 6 - первичный воздух; 7 - вторичный воздух; 8 - пневмозатор; 9 - ширмы; 10 - "щеки"; 11 - экономайзер, пароперегреватель; 12 - мультициклон

# ТЭО строительства ТЭЦ с ЦКС



Рис. 22. Инвестиции в ТЭЦ с ЦКС.

# Развитие современного котлостроения

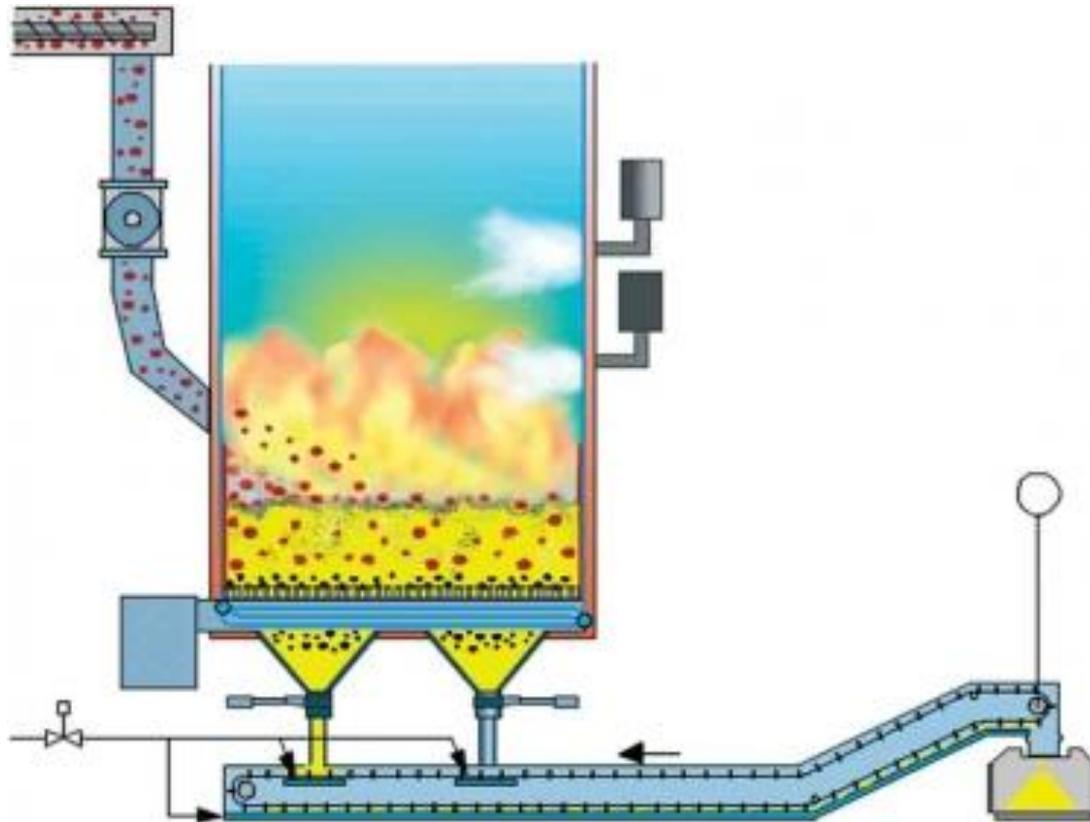


Рис. 23. Принципиальная схема топки НЦКС DG-V.

# Развитие современного котлостроения

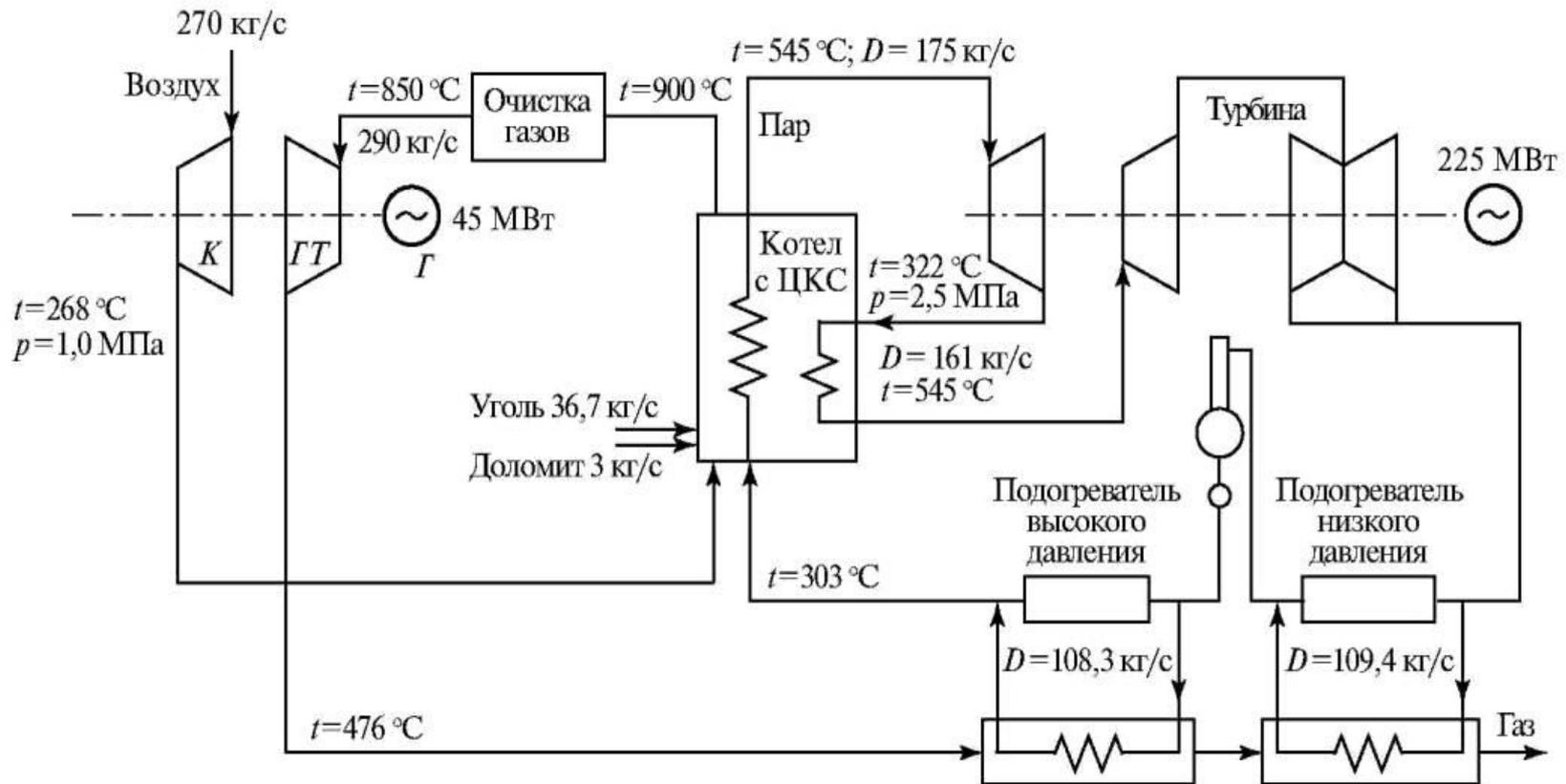


Рис. 24. Принципиальная схема ПГУ КСД.