

СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТИ



SATBAYEV
UNIVERSITY

Тепловой расчёт и компоновка паровых котлов. Основные расчётные температуры газового тракта

Преподаватель: Кафедра «Энергетики» , PhD доктор,
ассоциированный профессор Онгар Булбул

b.ongar@satbayev.university

Введение

- 1 Газовоздушный тракт котельной установки;
- 2 Эксергетический баланс парового котла;
- 3 Расчетные температуры в топке и радиационное восприятие экранов;
- 4 Низкотемпературная коррозия наружных поверхностей нагрева ;
- 5 Особенности применения котлов различных типов компоновки;
- 6 Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева ;
- 7 Гидродинамика котлов с естественной циркуляцией;
- 8 Условия надёжной работы элементов котла

Газовоздушный тракт котельной установки

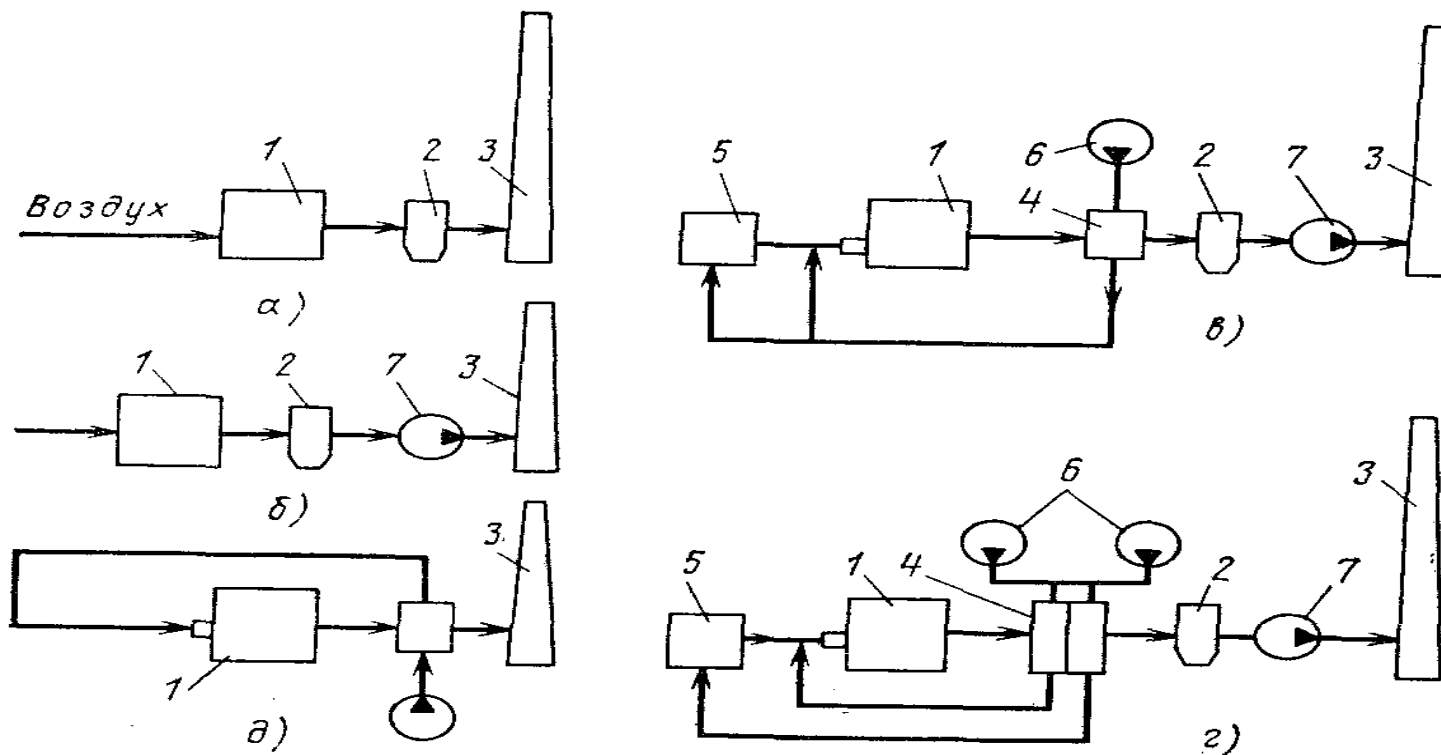


Рис. 1. Схемы газовоздушного тракта котлов:

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 и 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

Газовоздушный тракт котельной установки

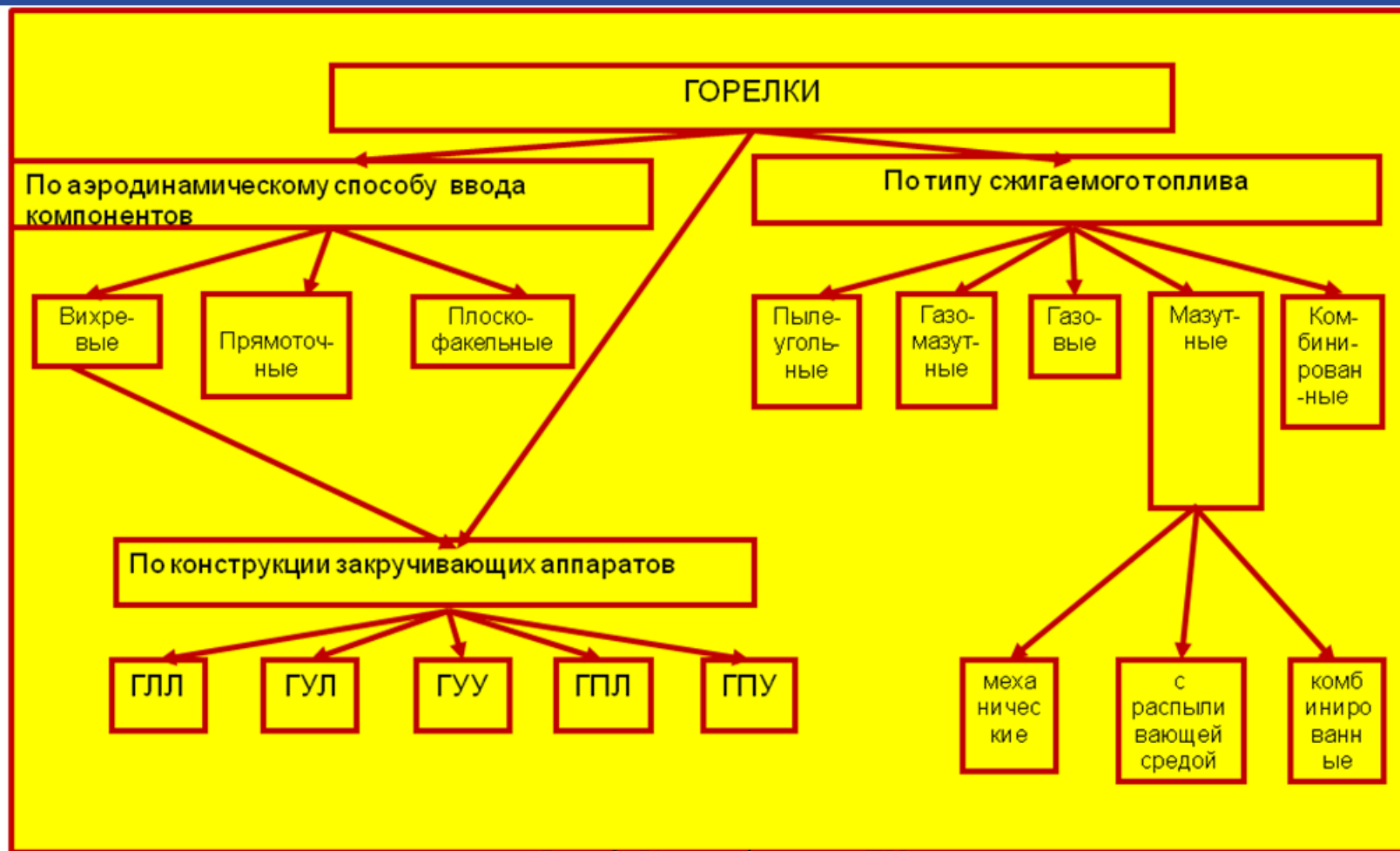
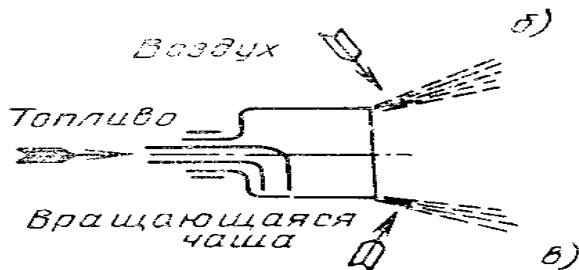
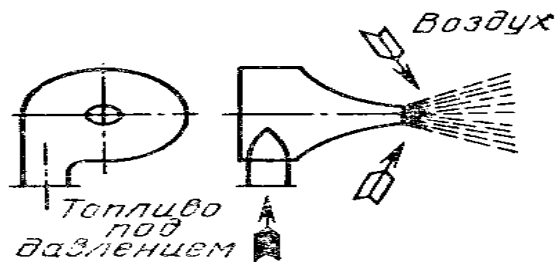
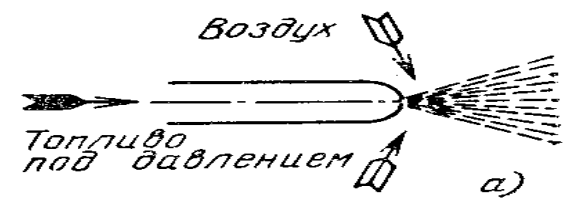


Рис. 2. Классификация ГУ

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

Механические форсунки



Форсунки с распыливающей средой
Пар (сжатый воздух)

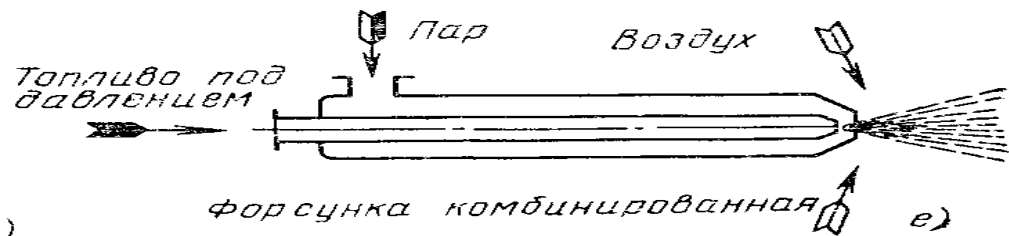
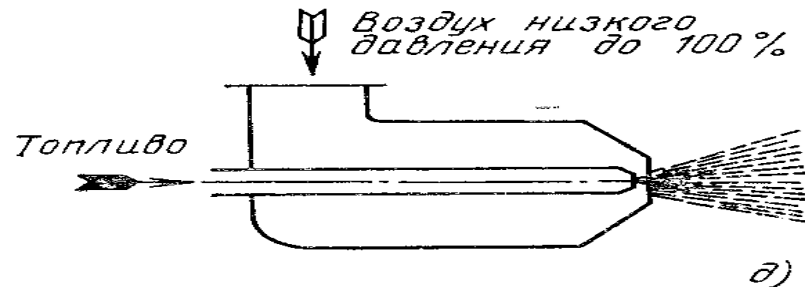
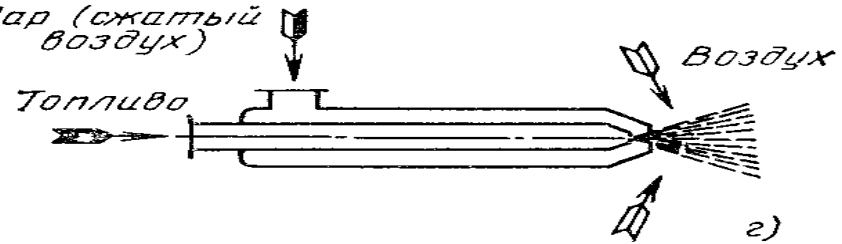


Рис. 3. Схема форсунок для распыливания жидкого топлива:

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/м³).

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

$$E^{\text{см}} = E_{T1} + E_{T2} - E_{\text{см}}, \quad (6)$$

где E_{T1} , E_{T2} — эксергии смешивающихся потоков; $E_{\text{см}}$ — эксергия потока после смешения.

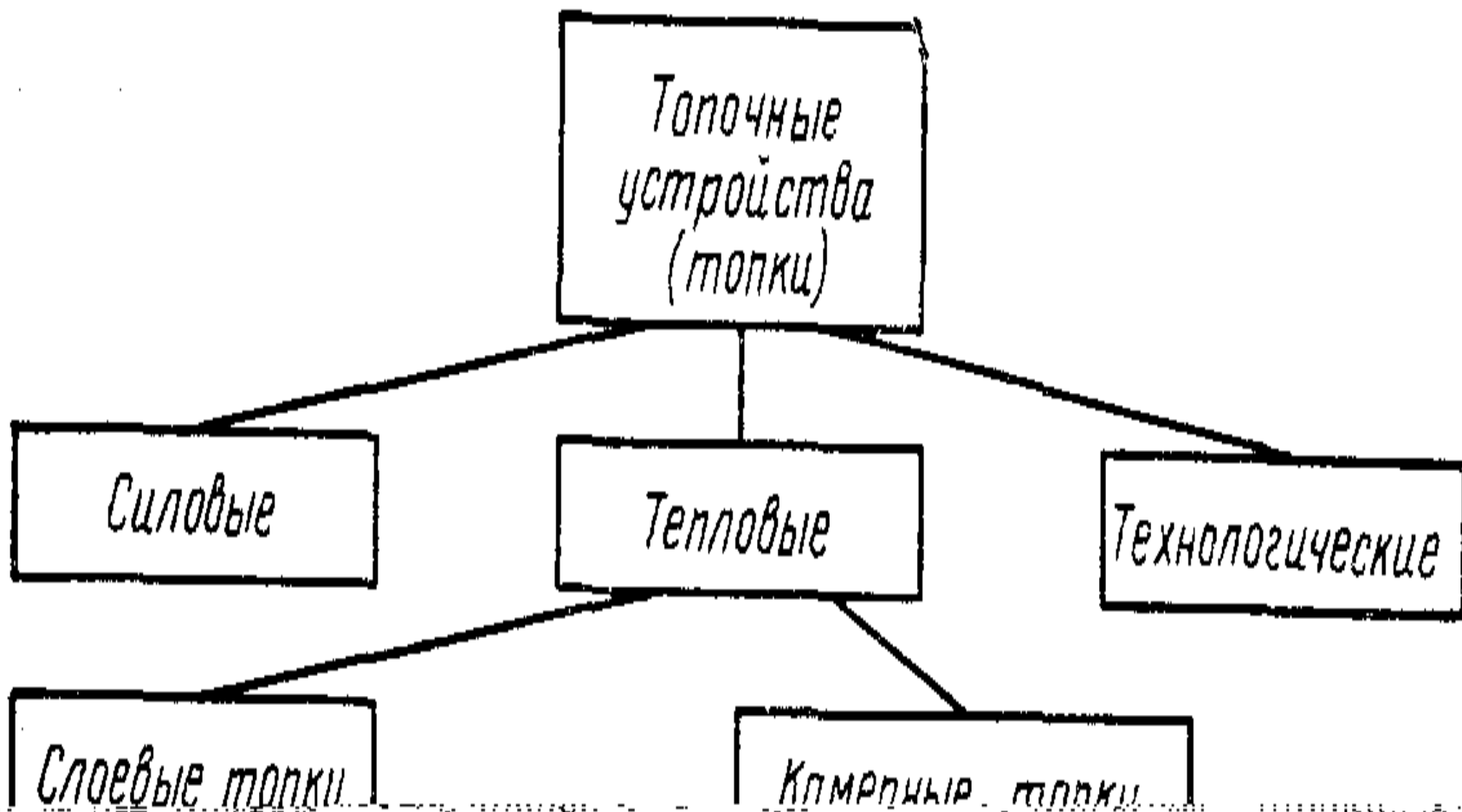


Рис. 4. Общая классификация топочных устройств

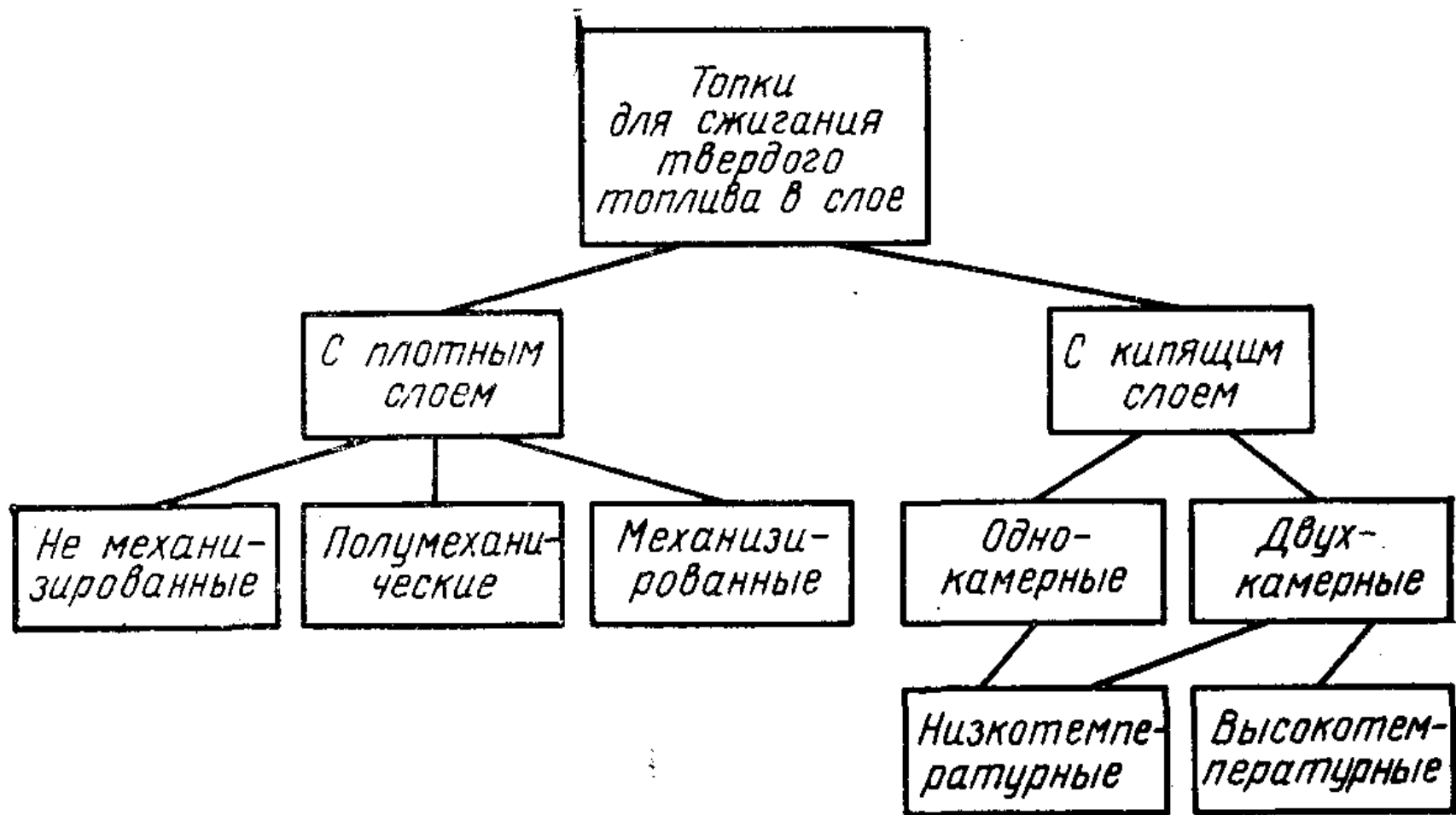


Рис. 5. Классификация слоевых топок

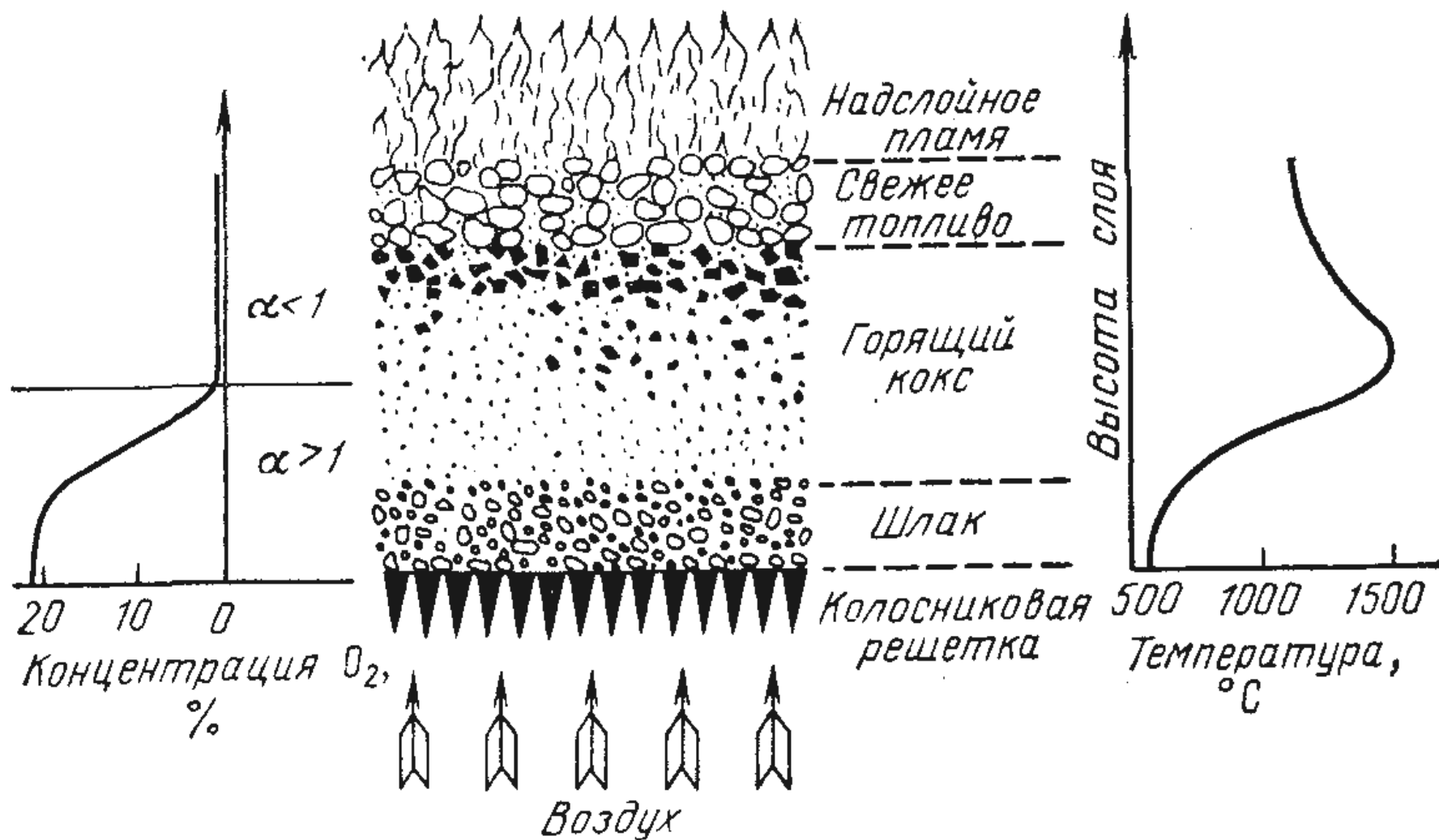


Рис. 6. Структура горящего слоя твердого топлива

Расчетные температуры в топке и радиационное восприятие экранов

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.

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

где q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, %; Vp – расчетный расход топлива, кг/ч; $\beta_{сг}$ – степень сгорания топлива в ЗАГ; vc – суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, МДж/кг·°С; ε_m – коэффициент теплового излучения топки в зоне активного горения; ψF – произведение коэффициента эффективности экранов на суммарную поверхность, ограничивающую ЗАГ, м²; Q_H^p – теплота сгорания топлива;

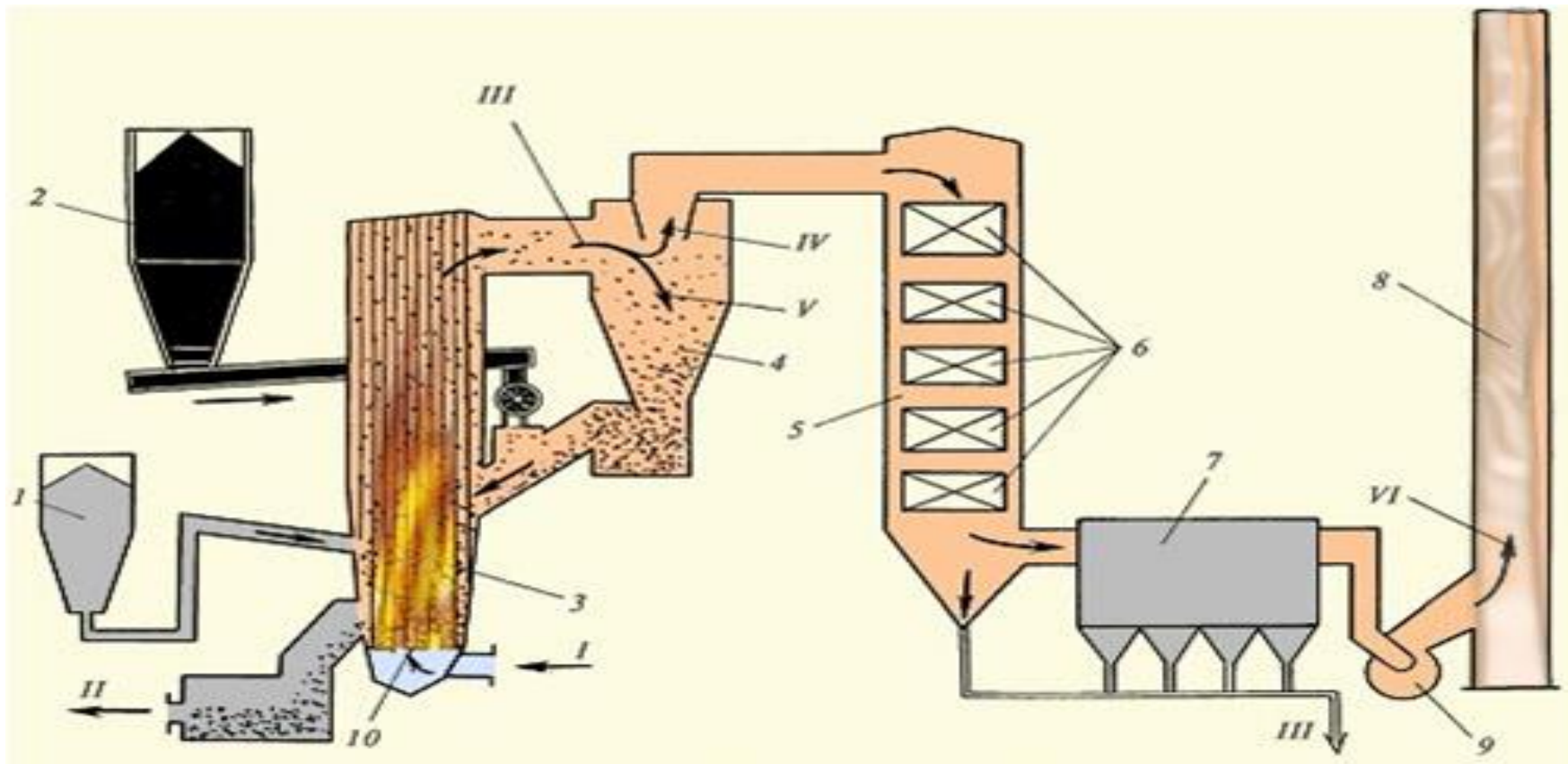
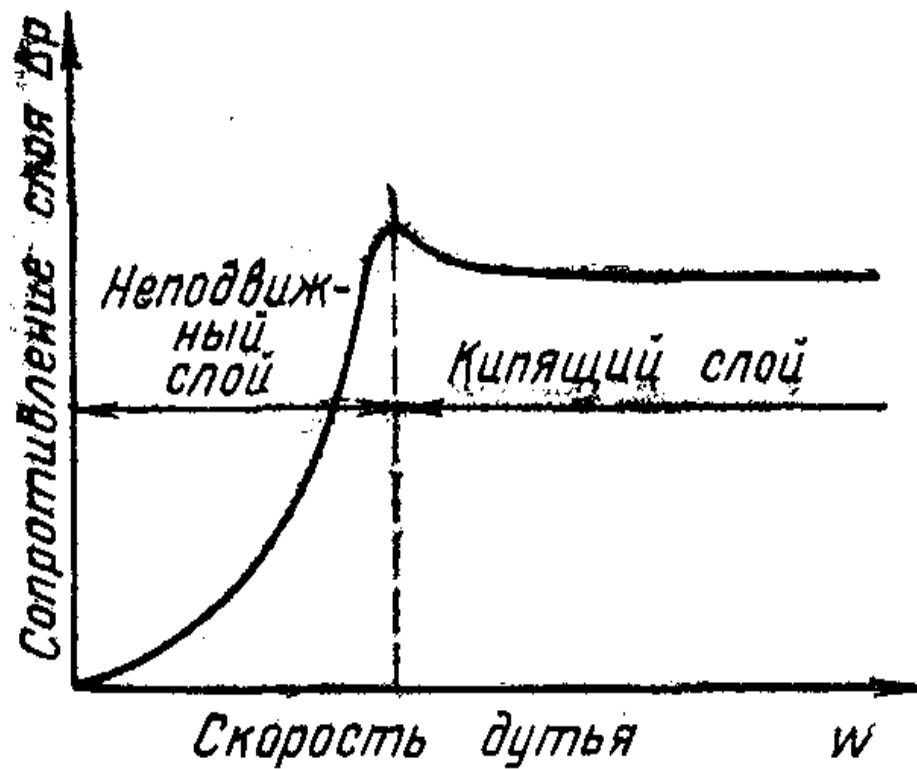


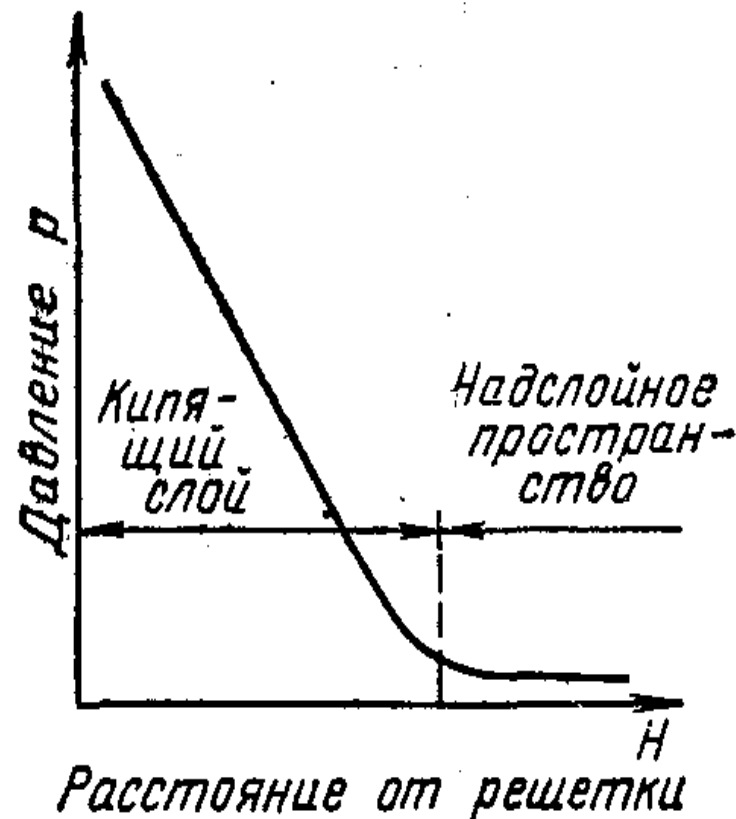
Рис. 7 Схема организации процесса в ЦКС:

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;



а)



б)

Рис. 8. Характеристики кипящего слоя:

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

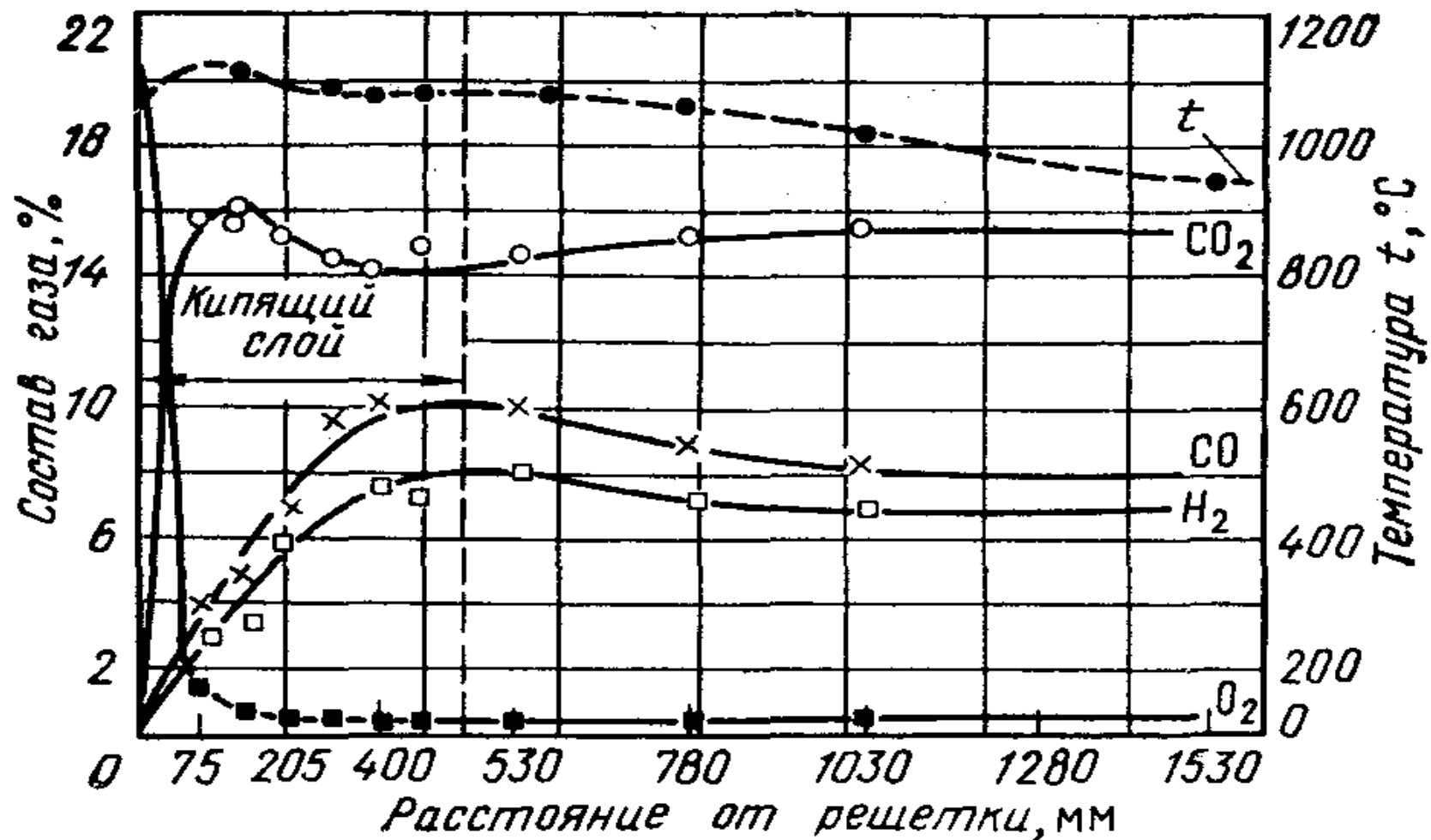


Рис. 9. Динамика газообразования и распределение температуры по высоте кипящего слоя: топливо — антрацит 3—5 мм; нагрузка $B/R = 700$ кг/(м²·ч)

Низкотемпературная коррозия наружных поверхностей нагрева

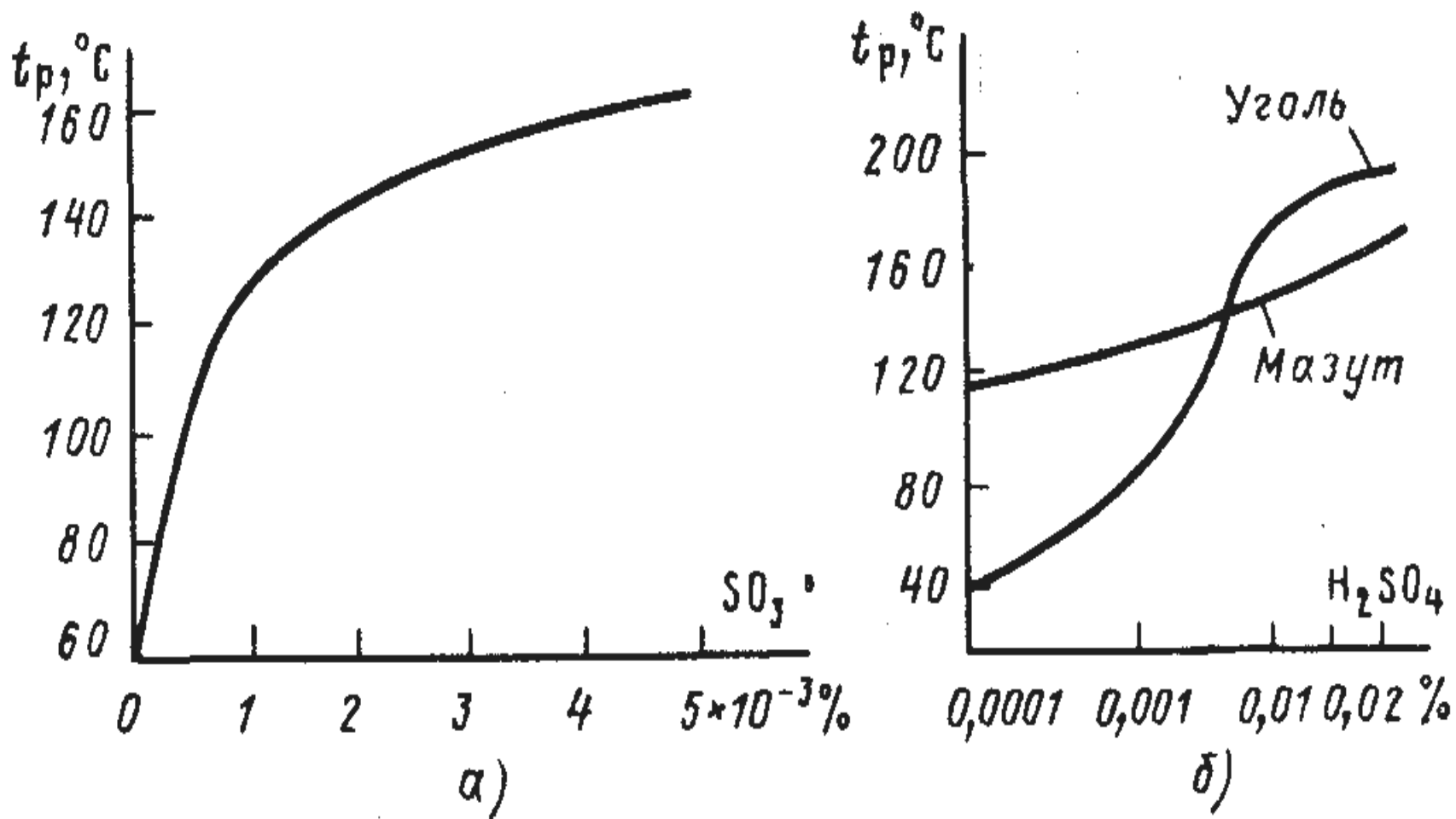


Рис. 10. Зависимость температуры точки росы t_p от содержания SO_2 (а) и H_2SO_4 (б) в продуктах сгорания

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/(м²К)

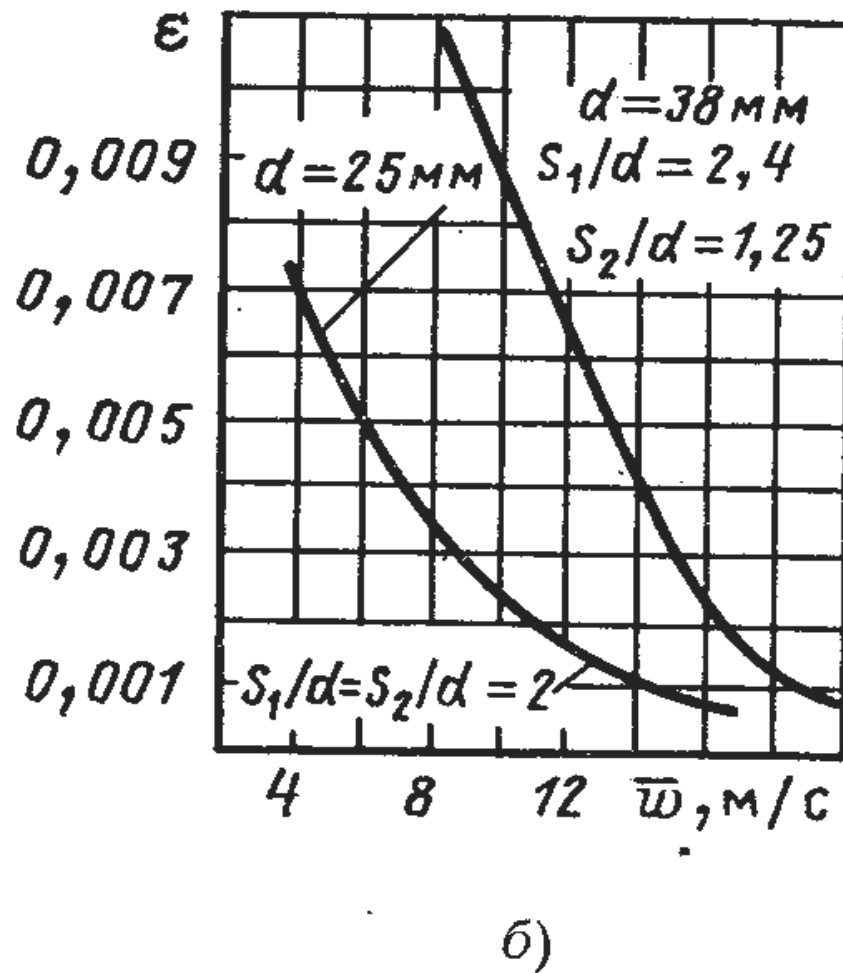
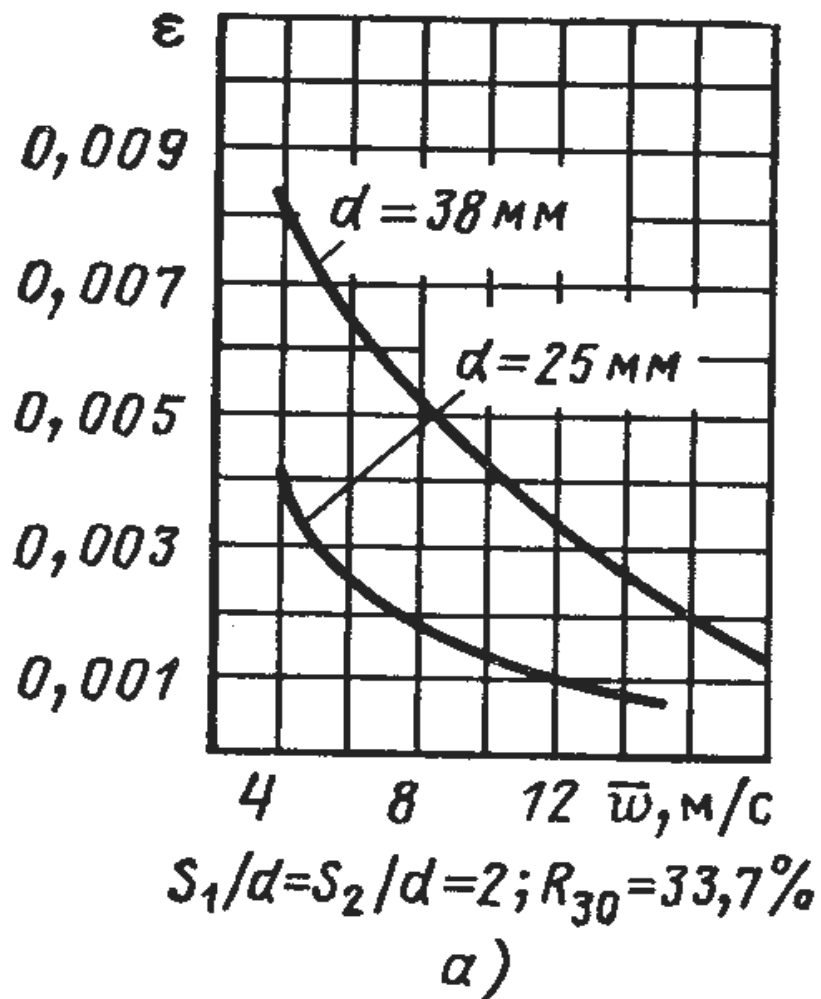


Рис. 11. Зависимость коэффициента загрязнения поверхности нагрева от скорости газов: а - шахматный пучок труб; б — коридорный пучок труб.

ОСНОВНЫЕ ПРОФИЛИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Различают П-, Г-, Т-, U-образные, башенную, полубашенную и многоходовые компоновки котла (рис. 12).

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).

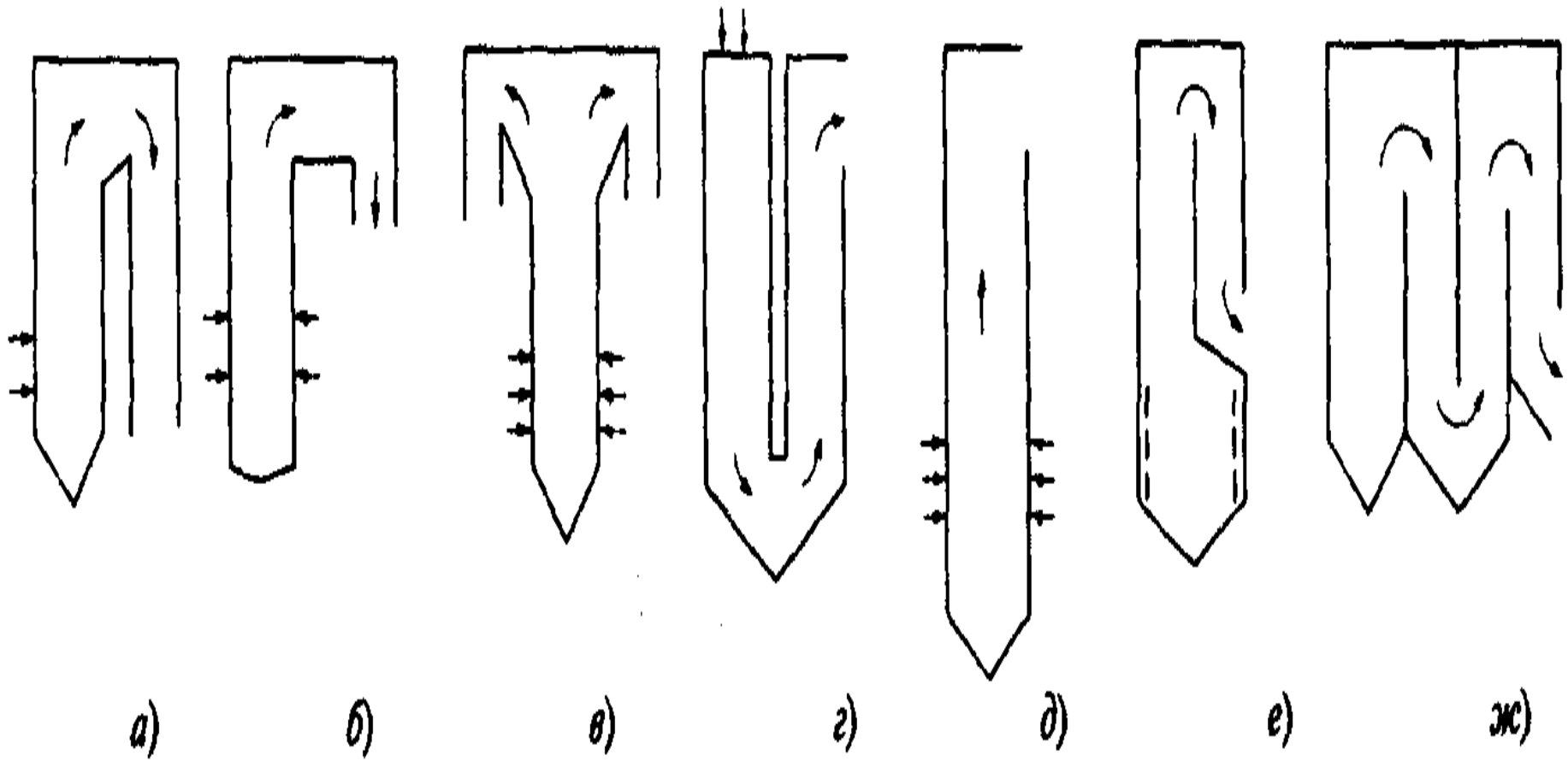


Рис.12.Основные компоновки котлов

Особенности применения котлов различных ТИПОВ КОМПОНОВКИ

- Т-образную компоновку (см. рис. 12, 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. 12, д) в сочетании с открытой и полуоткрытой компоновками котельной установки.

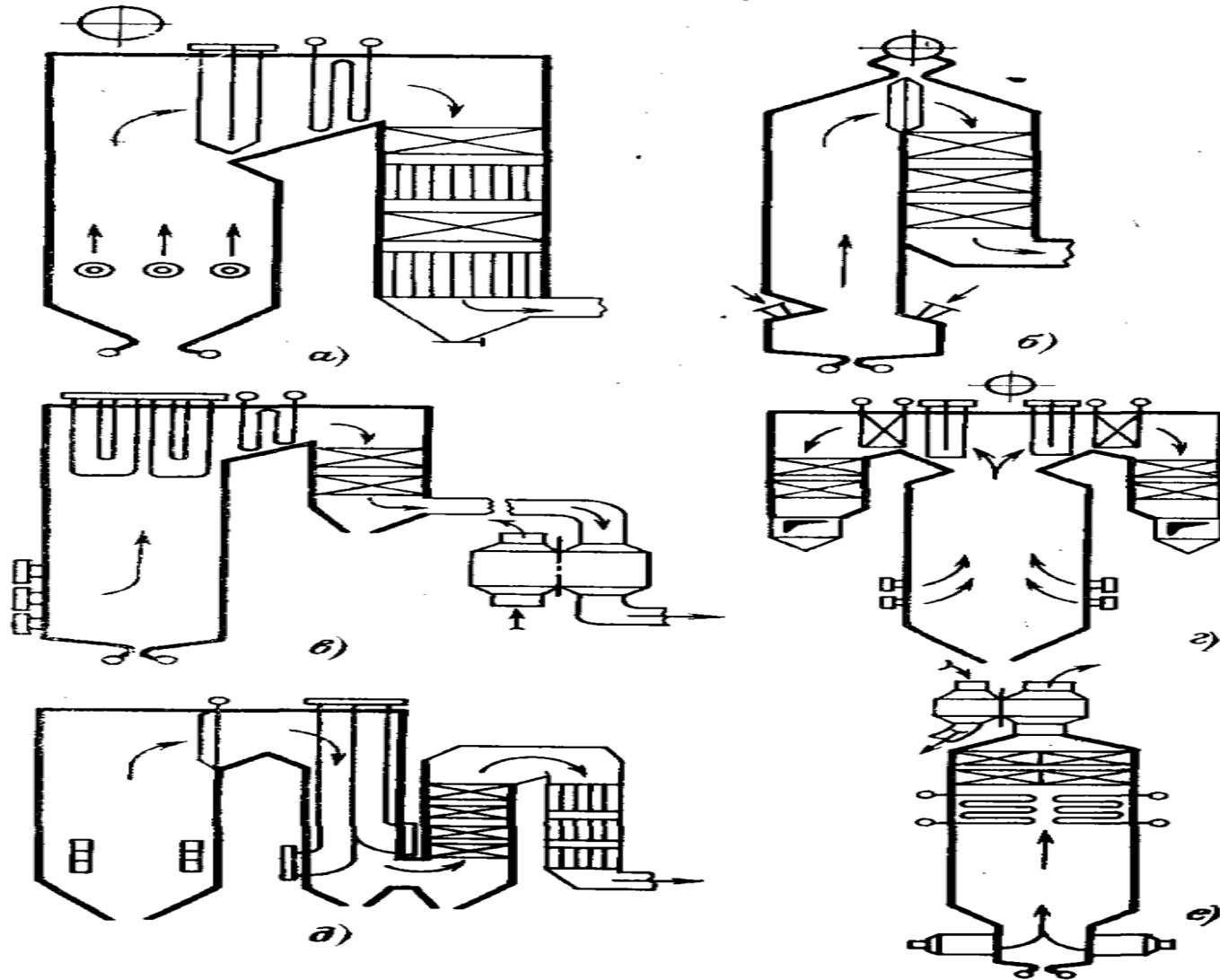


Рис. 13. Основные профили парогенераторов

Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

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

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

Здесь Q — суммарное тепловосприятие поверхности нагрева, кВт.

Соответственное тепловое напряжение поверхности нагрева, кВт/м²,

$$q = \kappa \Delta t,$$

где κ — коэффициент теплопередачи через данную поверхность нагрева, кВт/(м²·К); Δt — усредненное значение разности температур греющего газа и рабочей среды — температурный напор, °С; H — площадь поверхности нагрева, м².

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 θ — температура газов перед элементом поверхности нагрева.

Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

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

$$Q = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{0\text{прс}}),$$

где φ - коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери в окружающую среду; H' , H'' — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг; $\Delta\alpha H_{0\text{прс}}$ — 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

$$Q = D/V_p(h'' - h') - Q_{\text{л}},$$

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; $Q_{\text{л}}$ — теплота, полученная пароперегревателем излучением из топки, кДж/кг.

Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева

Теплота, воспринятая воздухом в воздухоподогревателе,
кДж/кг,

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

где $\beta_{\text{вп}}$ — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому; $\beta_{\text{рц}}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ — 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 $Q_{л}$, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{л} = Q_{л.вх} - Q_{л.вых} ,$$

где $Q_{л.вх} = q_{шл}N_{л.вх}/V_p$ — лучистая теплота, воспринятая плоскостью входного сечения ширм, кДж/кг; $q_{шл}$ — тепловая нагрузка ширм в выходном окне, Вт/м², определяемая из расчета толки; $Q_{л.вых}$ — лучистая теплота, полученная от газов в топке и ширмах поверхностью нагрева за ширмами:

$$Q_{л.вых} = [Q_{л.вх}(1 - a)_{фш}]/\beta + \xi_{п}(5,76 \cdot 10^{-8} \cdot N_{л.вых} \cdot T_{ср} - 4)V_p,$$

где a — интегральный коэффициент теплового излучения газов в ширмах при средней температуре; $\phi_{ш}$ — 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, м²; $\phi_{ш}$ — угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм, определяемый по соотношению

$$\phi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{\ell}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{1}{s_1}$$

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

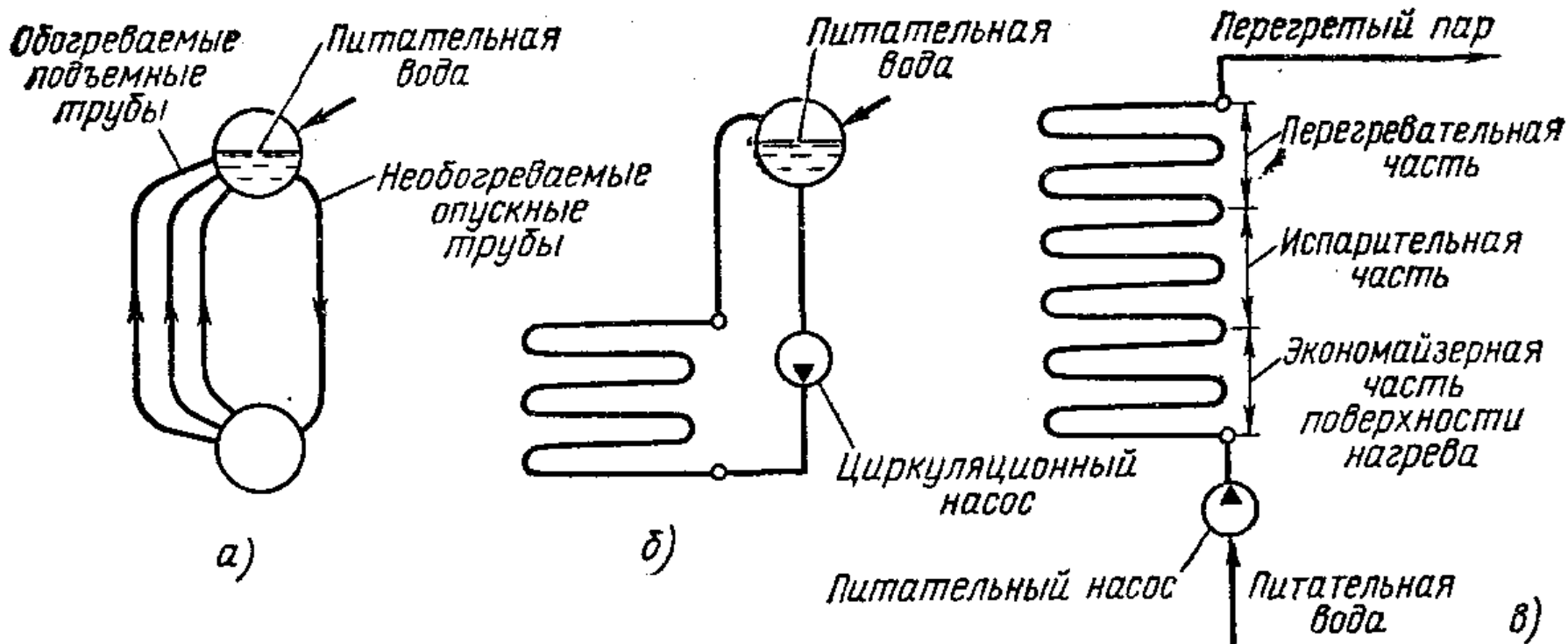


Рис. 14. Схемы организации движения воды и пароводяной смеси в котлах:

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

ГИДРОДИНАМИКА КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

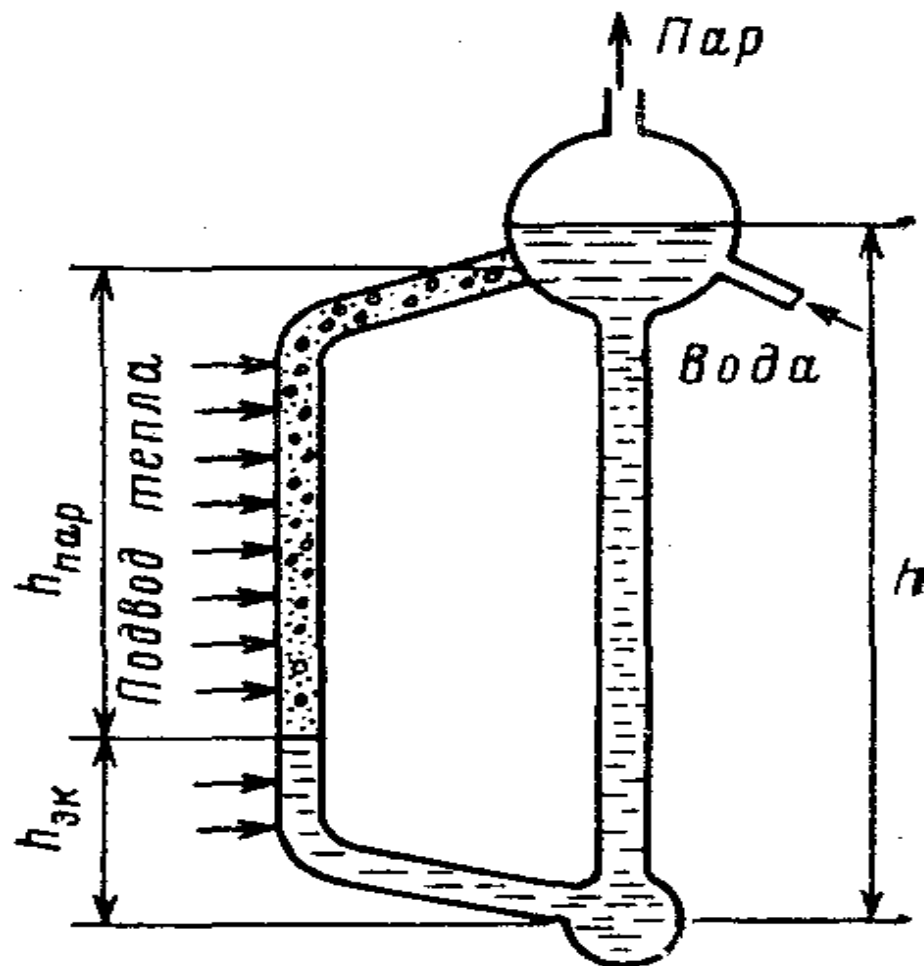


Рис. 15. Контур с естественной циркуляцией.

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

$$\ell\gamma_{см} = \ell\gamma' + \ell\gamma_{парсм}, \quad (*)$$

где $\gamma_{см}$ - средний по длине паросодержащего участка трубы удельный вес пароводяной смеси (напорный удельный вес смеси), Н/м².

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

$$S = \ell_{пар}(\gamma' - \gamma_{см})$$

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

$$S = S_{р.под} + S_{р.оп}$$

где $S_{р.под}$ и $S_{р.оп}$ — 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:

$$S_{пол} = S - \Sigma_{р.под}$$

или

$$S_{пол} - \Sigma_{р.под} = 0.$$

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/м²; $\delta_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ — толщина и теплопроводность стенки, м и Вт/(м·К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу, Вт/(м²·К); β — отношение наружного диаметра к внутреннему; μ — 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

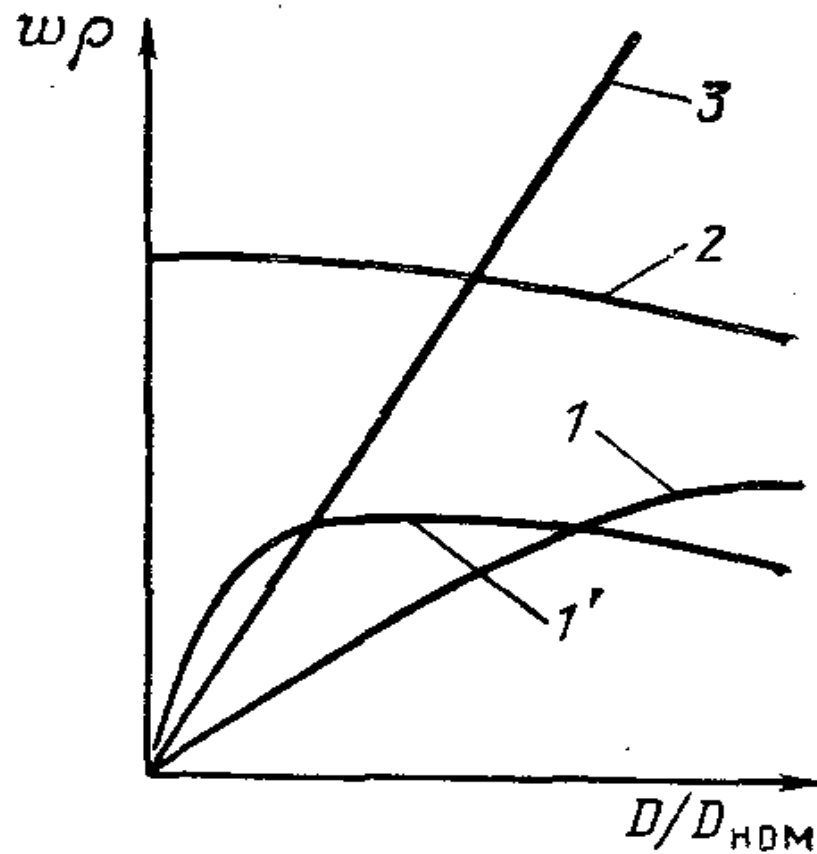


Рис. 15. Влияние нагрузки котлов на скорость воды и пароводяной смеси:
 1 — естественная циркуляция, высокое давление; 1' — естественная циркуляция, низкое давление; 2 — многократно-принудительная циркуляция; 3 — прямоточное движение

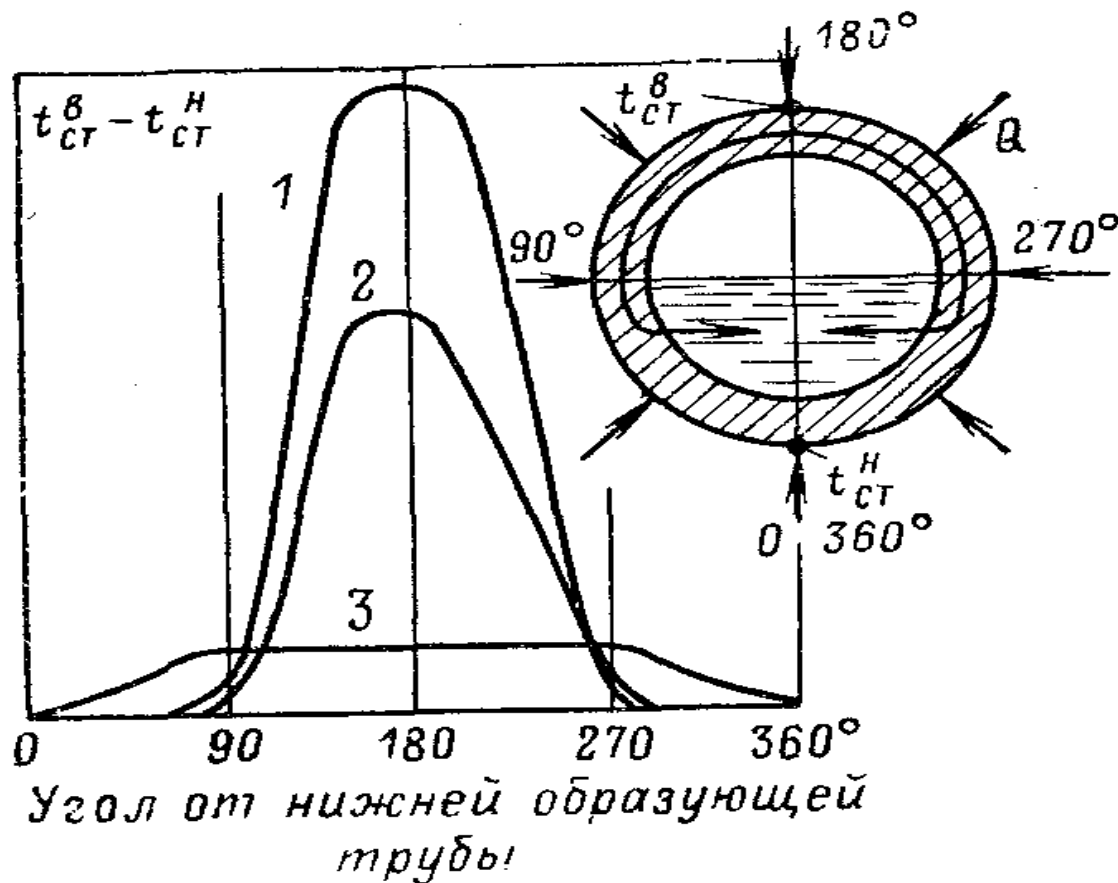


Рис. 16. Температура стенки трубы при расслоении пароводяной смеси в зависимости от угла от нижней образующей трубы:
 1 — $p = 11$ МПа; 2 — $p = 18$ МПа; 3 — $p = 22,4$ МПа

РЕЖИМ, СТРУКТУРА И ХАРАКТЕРИСТИКА ПОТОКА РАБОЧЕГО ТЕЛА

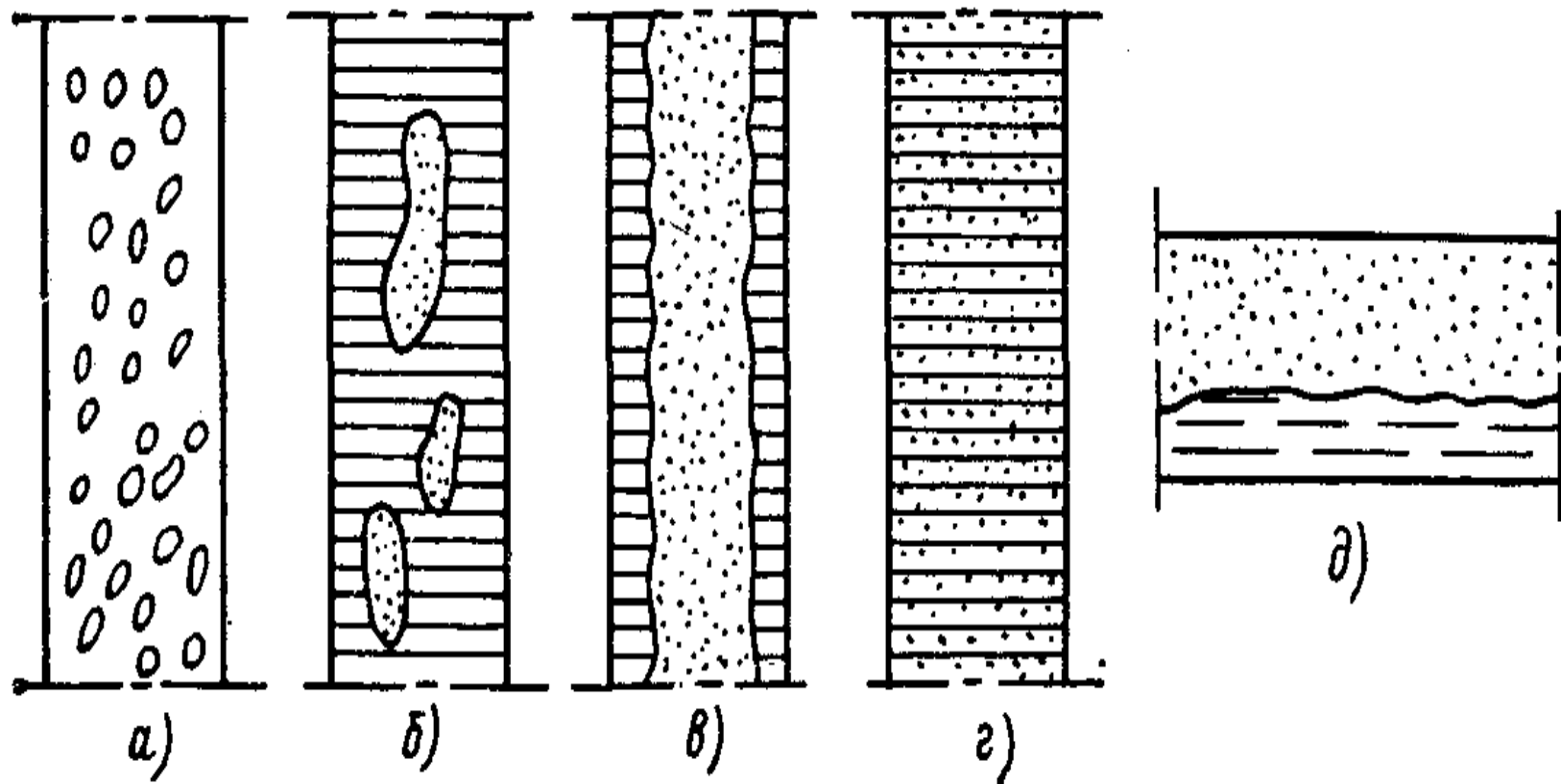


Рис. 17. Структура пароводяной смеси в трубе:
а — пузырьковая; б — снарядная; в — стержневая; г —
эмульсионная; д — расслоенного потока в горизонтальной трубе

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/ (м²·с),

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

где G — массовый расход рабочего тела в элементе (трубе), кг/ч; F - площадь сечения элемента (трубы), м²; ρ — плотность рабочего тела, кг/м³

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

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

где v — средний по сечению удельный объем среды, м³/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 $x = 0,5(x_H + x_K)$.

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, м²; f — полное сечение трубы, м²;
 w_0 - истинная скорость пара, м/с.

Характер изменения β , φ и x по длине равномерно обогреваемой трубы

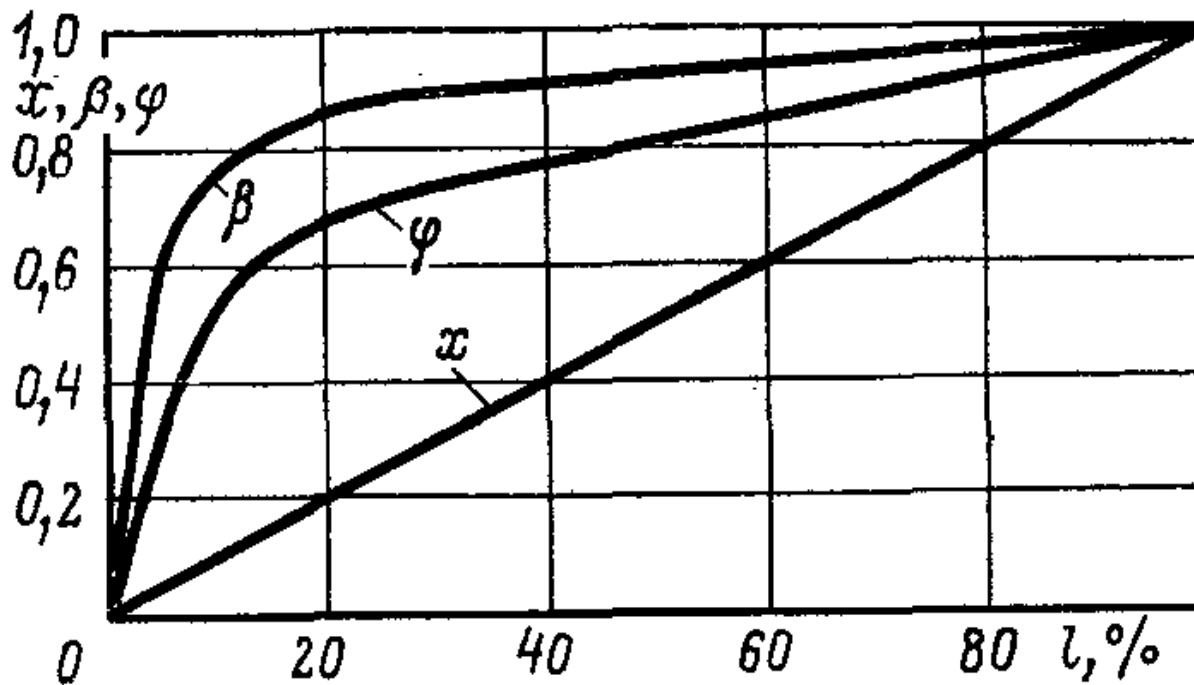


Рис. 18. Характер изменения x -паросодержание, β -объемное и φ -напорное по длине равномерно обогреваемой трубы.

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 обязательно до регулятора питания.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ 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 ТЕМПЕРАТУРЫ 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.

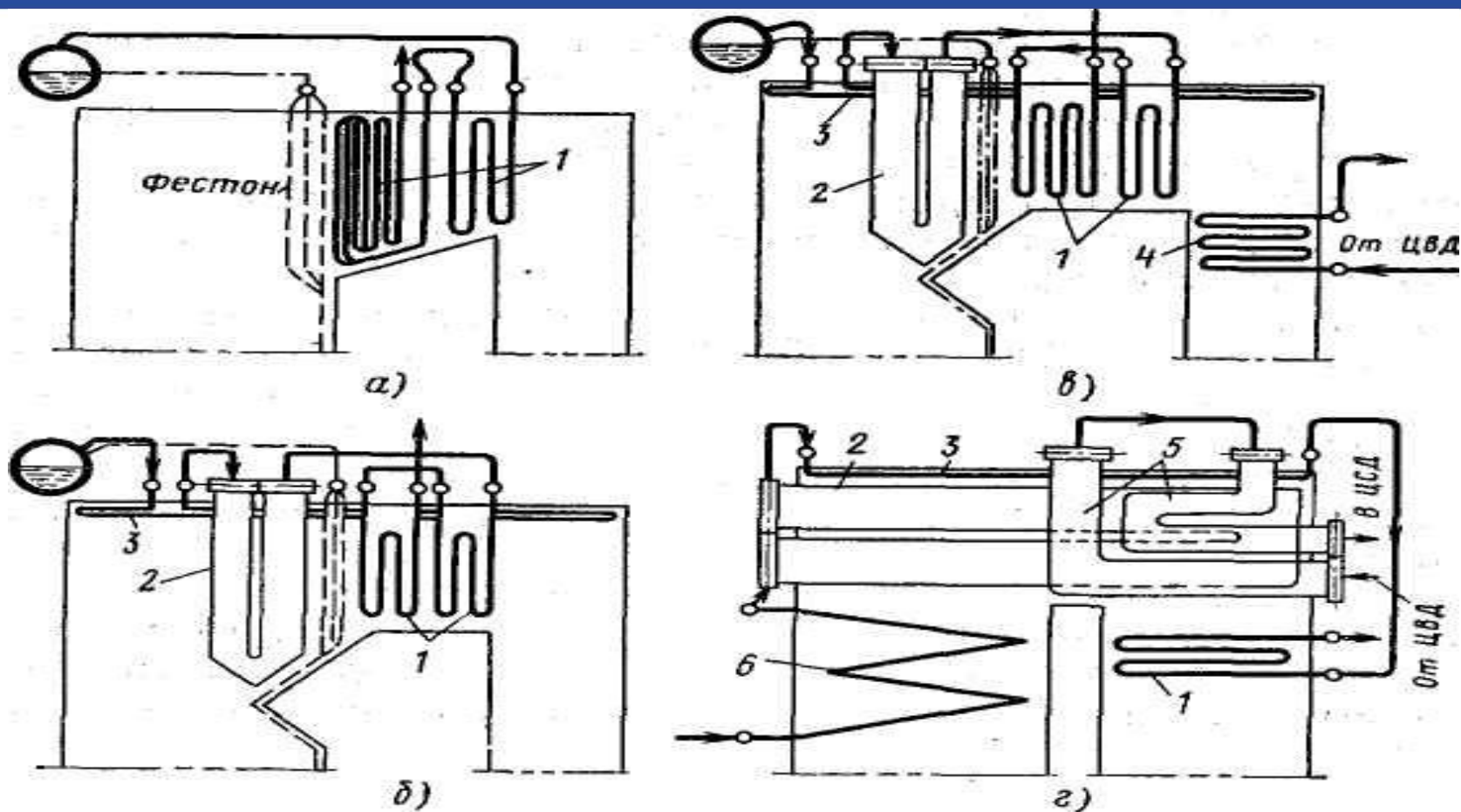


Рис.19.Схемы пароперегревателей котлов с различными параметрами пара:
а — 3,9 МПа, 440°С; *б* — 9,8 МПа, 540 °С; *в*— 13,8 МПа, 560 °С; *г*—25 МПа, 560 °С: *1* —
 конвективный первичный пароперегреватель; *2* — ширмовый первичный паро-
 перегреватель; *3* — потолочный пароперегреватель; *4* — конвективный промежуточный
 пароперегреватель; *5* — ширмовый промежуточный пароперегреватель; *б* — экраны

Маневренность парового котла

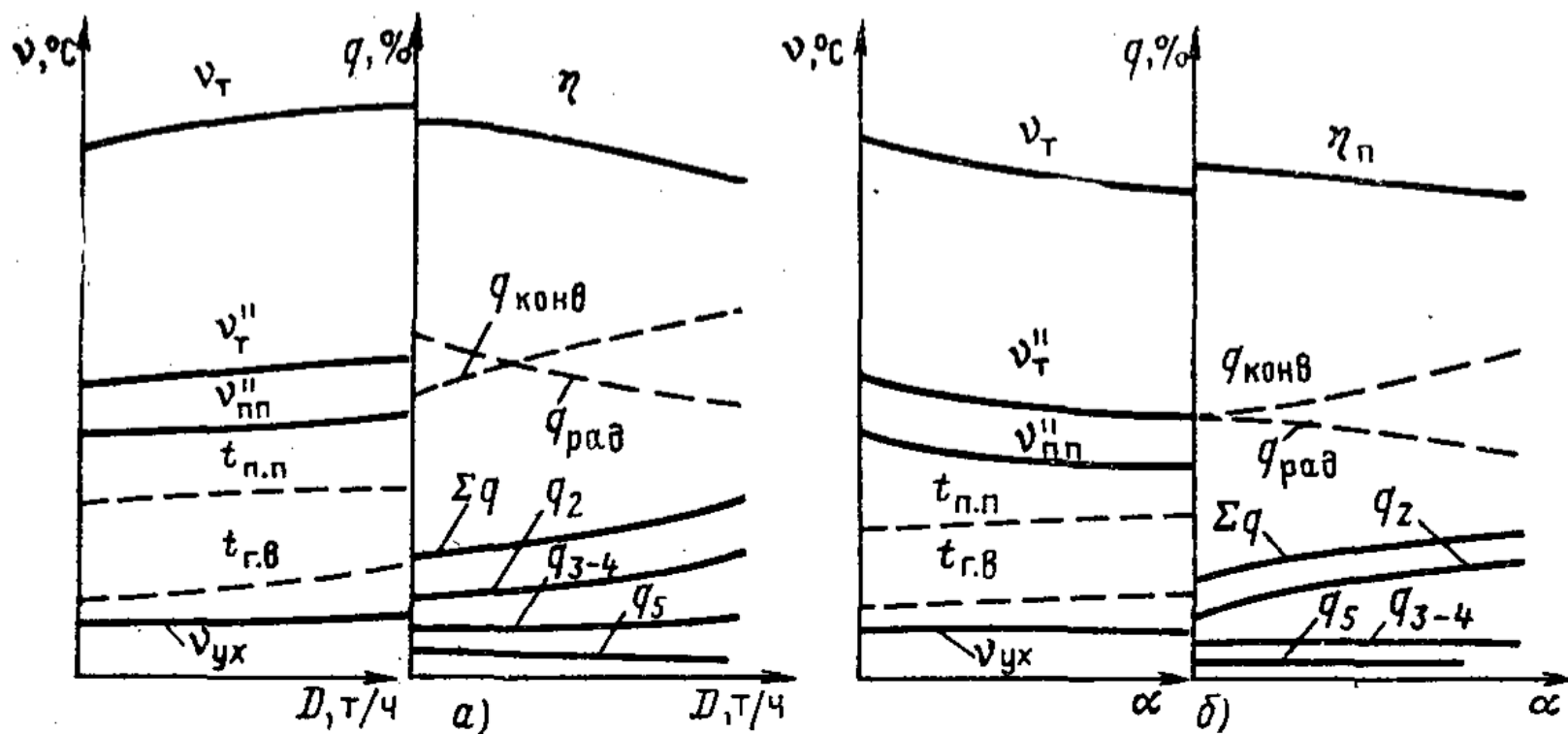


Рис. 20. Тепловые характеристики барабанного котла в зависимости от:

а — нагрузки; б — α ; в — приведенной влажности; v_T — температура газов в топке;
 v''_T — температура газов на выходе из топки; $v''_{пп}$ — температура газов за пароперегревателем; $v_{ух}$ — температура уходящих газов; $t_{п.п}$ — 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; $q_{конв}$ и $q_{рад}$ — удельные тепловосприятия конвективными и радиационными поверхностями нагрева; η — КПД котла

Маневренность парового котла

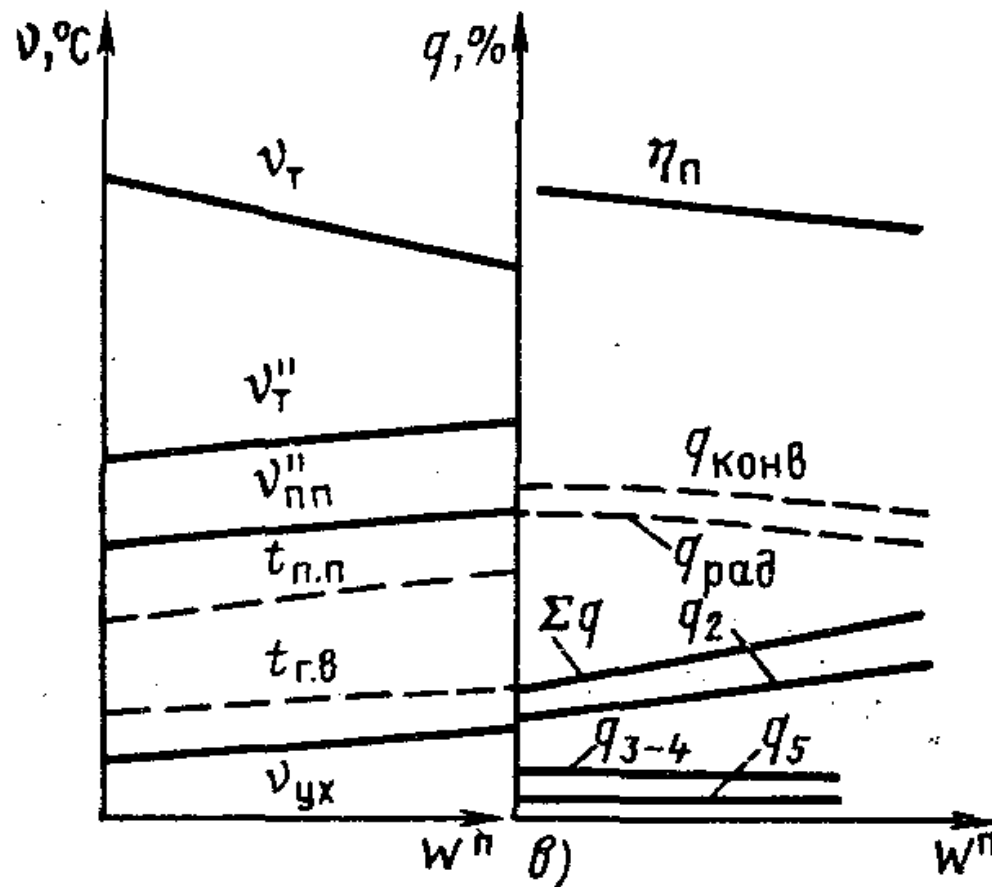


Рис. 21. Тепловые характеристики барабанного котла в зависимости от приведенной влажности

Топки с ЦКС

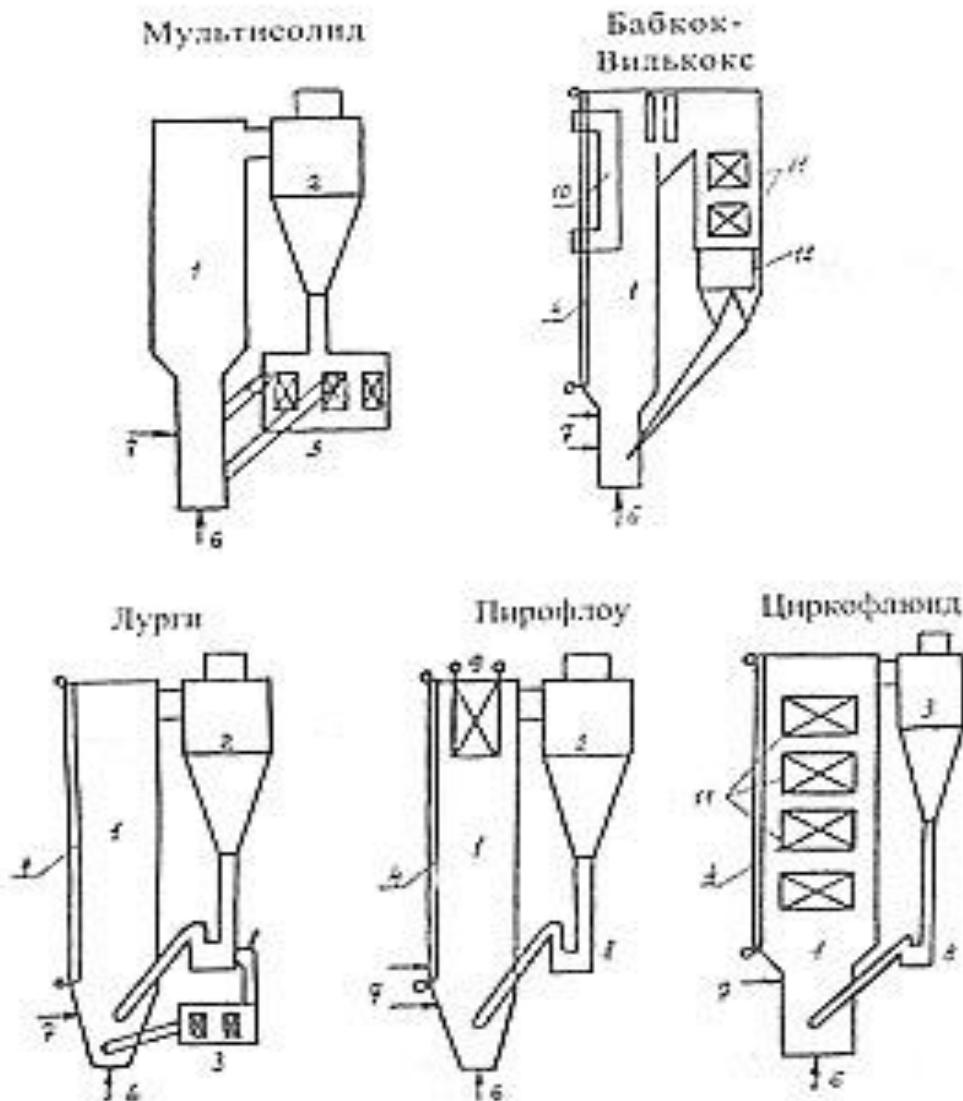


Рис. 22. Основные модификации технологии сжигания в циркулирующем кипящем слое:

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

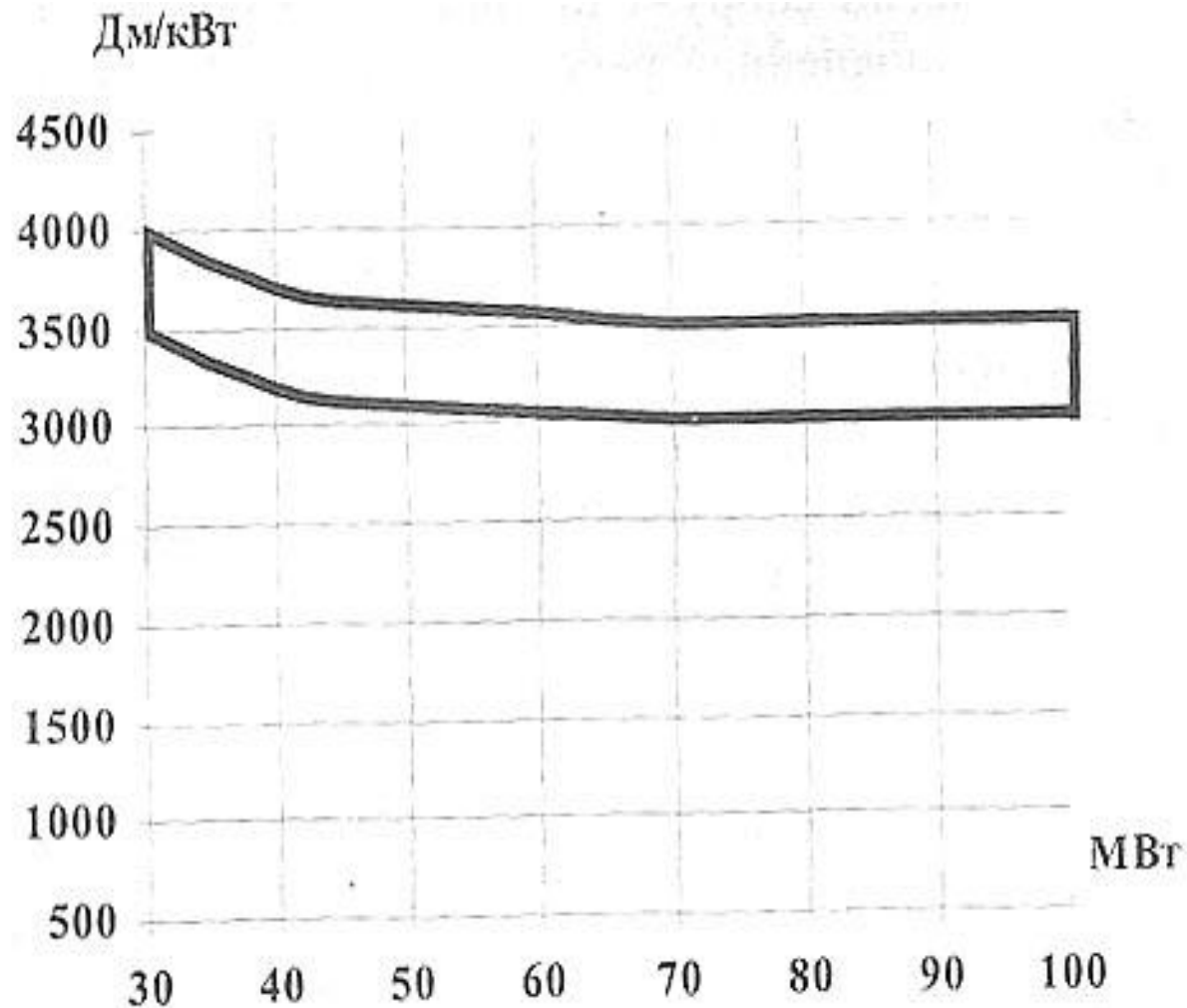


Рис. 22. Инвестиции в ТЭЦ с ЦКС.

Развитие современного котлостроения

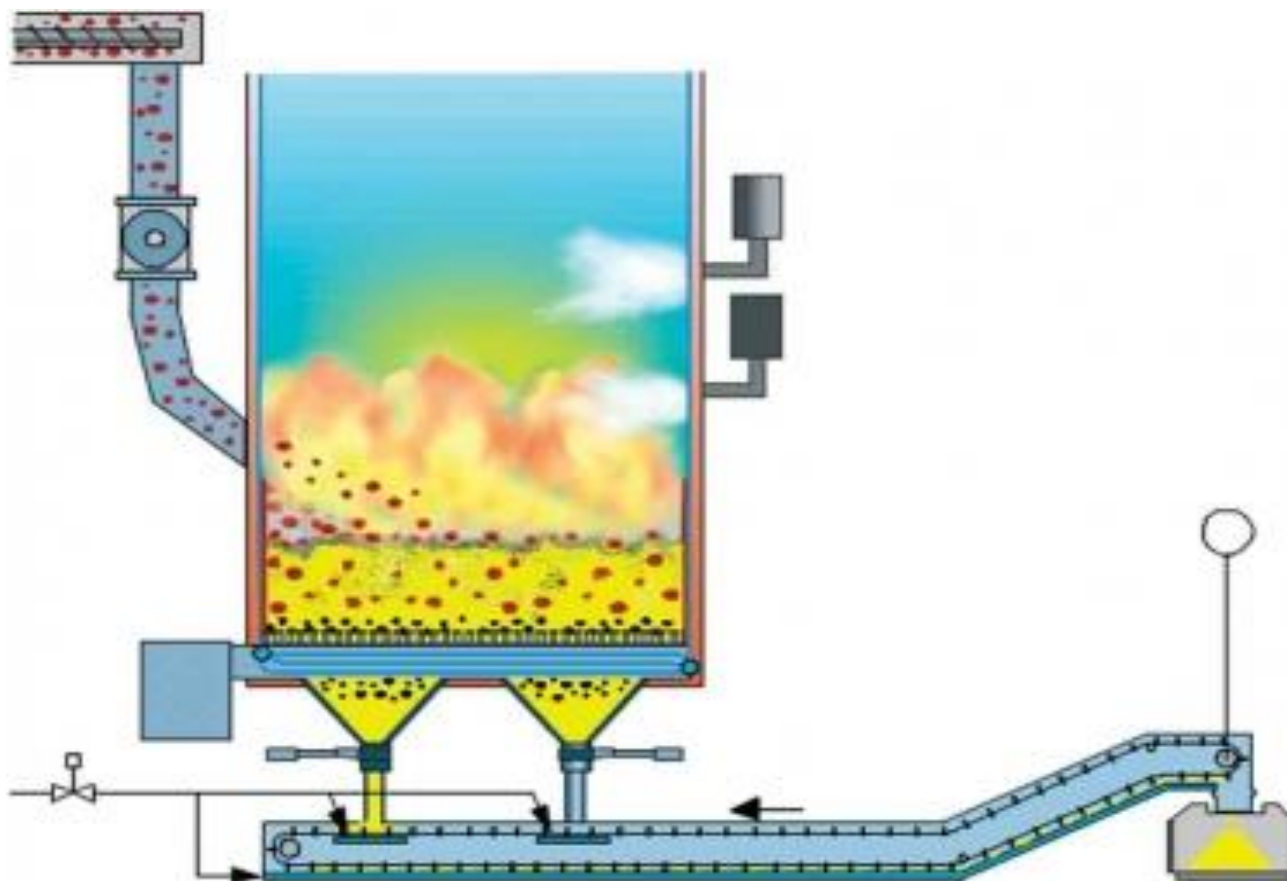


Рис. 24. Принципиальная схема топki НЦКС DG-V.

Благодарю за внимание!