Библиотека СОК

ПОНЯТИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Все тепломассообменные процессы и установки разделяются на:

- Высокотемпературные;
- Среднетемпературные;
- низкотемпературные;
- криогенные;

К 1-му классу относятся огнетехнические процессы и установки (промышленные печи). Им соответствует диапазон рабочих температур от 400 до 2000^0C.

Ко 2-му классу относятся установки, рабочий диапазон которых лежит в пределах от 150 до 700^0C (выпарные аппараты).

К 3-ей группе относятся установки с диапазоном температур от –150 до $+150^0$C (отопительные, вентиляционные системы, кондиционеры, тепловые насосы и холодильные установки).

К 4-ой группе – установки с рабочим диапазоном ниже -150^0C (процесс разделения воздуха).

К наиболее распространённым процессам относятся: нагревание, охлаждение, конденсация, выпаривание, сушка, дистилляция, плавление, кристаллизация, затвердевание.

Основными элементами теплообменных установок являются теплообменные аппараты. Движущиеся среды, обменивающиеся теплотой или применяемые для передачи теплоты от более нагретых тел или веществ к менее нагретым, называются теплоносителями.

Тепломассообменные аппараты различают: по назначению, по принципу действия, по фазовому состоянию теплоносителей, по конструктивным и прочим признакам.

По назначению теплообменные аппараты называют: подогревателями, испарителями, пароперегревателями, конденсаторами, холодильниками, радиаторами и т.д.

К тепломассообменным аппаратам относятся: скрубберы (для осушки и увлажнения воздуха), ректификационные колонны, абсорберы или адсорберы, сушильные аппараты, градирни.

По принципу действия аппараты м.б:

- поверхностные;
- контактные (смесительные).

Поверхностные теплообменные аппараты делятся на:

- рекуперативные (теплообмен через стенку; непрерывного действия);
- регенеративные (теплоносители поочерёдно омывают поверхность или насадку; периодического действия).

ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Теплоносители подразделяют: по назначению, по агрегатному состоянию, по диапазону рабочих температур и давлению.

По назначению:

- греющий;
- охлаждающий;
- промежуточные тепло- и хладоносители;
- хладоагенты;
- сушильные агенты.

По агрегатному состоянию:

- однофазные: газы, не конденсирующиеся пары, смеси газов, твёрдые материалы;
- многофазные (чаще всего двухфазные): кипящие, испаряющиеся, конденсирующиеся, пены, газовзвеси, аэрозоли.

По диапазону рабочих температур:

- высокотемпературные (с температурой кипения более 200^0C): минеральные масла, расплавы солей, жидкие металлы;
- среднетемпературные: вода (до 375^0C, пар до 650^0C, воздух до 100^0C);
- низкотемпературные (температура кипения меньше 0^0C): хладоагенты (аммиак);
- криогенные: сжиженные газы (O_2, N_2, H_2, воздух).

Таблица

Рекомендуемые скорости теплоносителей при вынужденном течении в каналах и трубах теплообменников.

Среда	***Скорость, м/с***
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	0,5 – 3
Вязкие жидкости (масла, растворы солей)	0,2 – 1
Запыленные газы при атмосферном давлении	6 – 10
Не запыленные газы при атмосферном давлении	12 – 16
Газы под давлением (до 1 МПа)	15 – 30
Пар насыщенный	30 – 50
Пар перегретый	30 – 75
Пар разреженный	100 – 200

Таблица

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи.

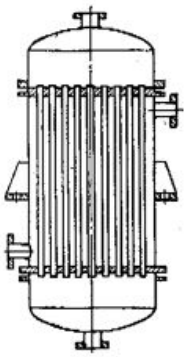
Процесс	α, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
Нагревание и охлаждение:	
газов	1 - 60
перегретых паров	20 – 120
масел	60 – 1700
воды	200 – 10000
Кипение:	
органических жидкостей	600 – 10000
воды	6000 – 50000
Плёночная конденсация:	
водяного пара	5000 – 20000
органических паров	600 – 2500

КОНСТРУКЦИИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Аппараты непрерывного действия предназначены для работы с теплоносителями: пар-жидкость, жидкость-жидкость, газ-газ и представляют собой аппараты, выполненные из рядов труб, собранных при помощи решёток в пучок и помещённые в кожух, как правило, цилиндрической формы. Трубы в решётках закрепляются различными способами. В таких кожухотрубных теплообменных (ТО) аппаратах, которые применяются как водоподогреватели ТЭС, в тепловых сетях, применяют трубы, внутренний диаметр которых не менее 12 мм и не более 38 мм. Длина трубного пучка от 0,5 до 6 м; толщина труб от 0,5 до 2,5 мм.

Самым распространённым теплообменником является кожухотрубный. Существует 2 типа:

- типа Н (с неподвижной трубной решёткой);
- типа К (с линзовым компенсатором).

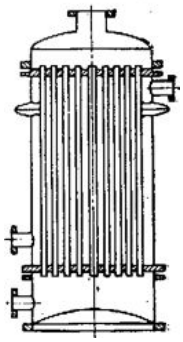


Типа Н

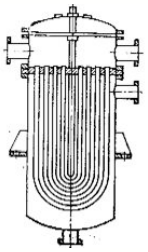
Теплообменники типа Н имеют перепад температур между теплоносителями 20 – 60^{0}С. В противном случае применяют теплообменники типа К. Применение теплообменников типа К ограничено предельно допустимым давлением в кожухе до 1 МПа. При большем давлении (до 1,6 МПа) следует применять теплообменники с плавающей головкой.

Теплообменники с плавающей головкой отличает большой диаметр штуцера для подвода пара в межтрубное пространство. Диаметр кожуха 600 – 1400 мм, высота труб до 6 м. Давление воды в трубах до 1 МПа.

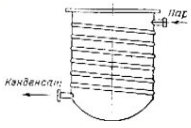
Помимо теплообменника с плавающей головкой, используются аппараты с U-образными трубами (они только 2-х ходовые).



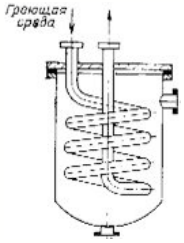
Типа К



Аппараты с U-образными трубами



Теплообменники с внешним змеевиком



Теплообменники с внутренним змеевиком

U-образные теплообменные аппараты применяются для нагрева жидких и газообразных сред без изменения агрегатного состояния. Эти теплообменники рассчитаны на давление до 6,5 МПа.

По аналогии с теплообменниками с U-образными трубами существуют теплообменники с W-образными трубами.

Теплообменники со змеевиковыми поверхностями могут быть выполнены с внешним змеевиком, а также с внутренним змеевиком.

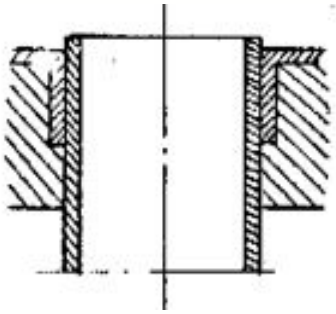
Существуют теплообменники с трубами Фильда.

Теплообменник типа труба в трубе.

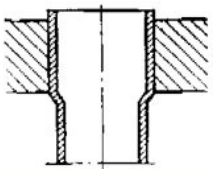
СПОСОБЫ КРЕПЛЕНИЯ ТРУБ

Крепление труб в трубной решётке осуществляется несколькими методами:

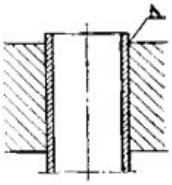
- развальцовка;
- крепление с помощью сварки;
- с помощью втулки;
- с помощью уплотнений;
- крепление труб на клее.



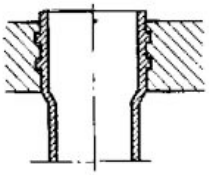
С помощью втулки



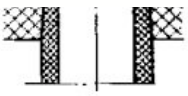
Развальцовка



Сварка



С уплотнением



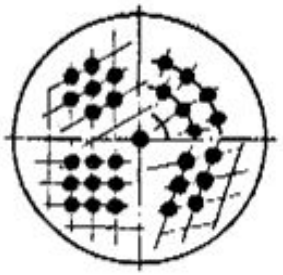
На клее

РАЗМЕЩЕНИЕ ТРУБ

Размещение труб осуществляется: по ромбу, по многограннику, по окружностям, по углам квадрата и т.д.

$$S(t) = (1{,}3 - 1{,}5)d_н \geq d_н + 6, мм$$

$$D = D` + d_н + 2к$$



Расстояние между трубами и их число строго регламентировано. Проходное сечение межтрубного пространства превышает проходное сечение труб в 2,5 – 3 раза. Если теплообмен происходит без изменения фазового состояния, то коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве может быть значительно ниже коэффициента теплоотдачи в трубах. С целью интенсификации теплообмена увеличивают скорость теплоносителей с низшим коэффициентом теплоотдачи. Для чего теплообменники по теплоносителю, движущемуся в

трубах делают многоходовыми, а в межтрубном пространстве устанавливают сегментные или концентрические перегородки. Дымовые газы пропускают по трубам, а с учётом очистки воздух и пар направляют, как правило, в межтрубное пространство, причём воздух предварительно пропускают через фильтры. Теплообменники снабжены входными и выходными штуцерами, помимо них, могут быть приборные штуцерами, технологические, промывные и сливные.

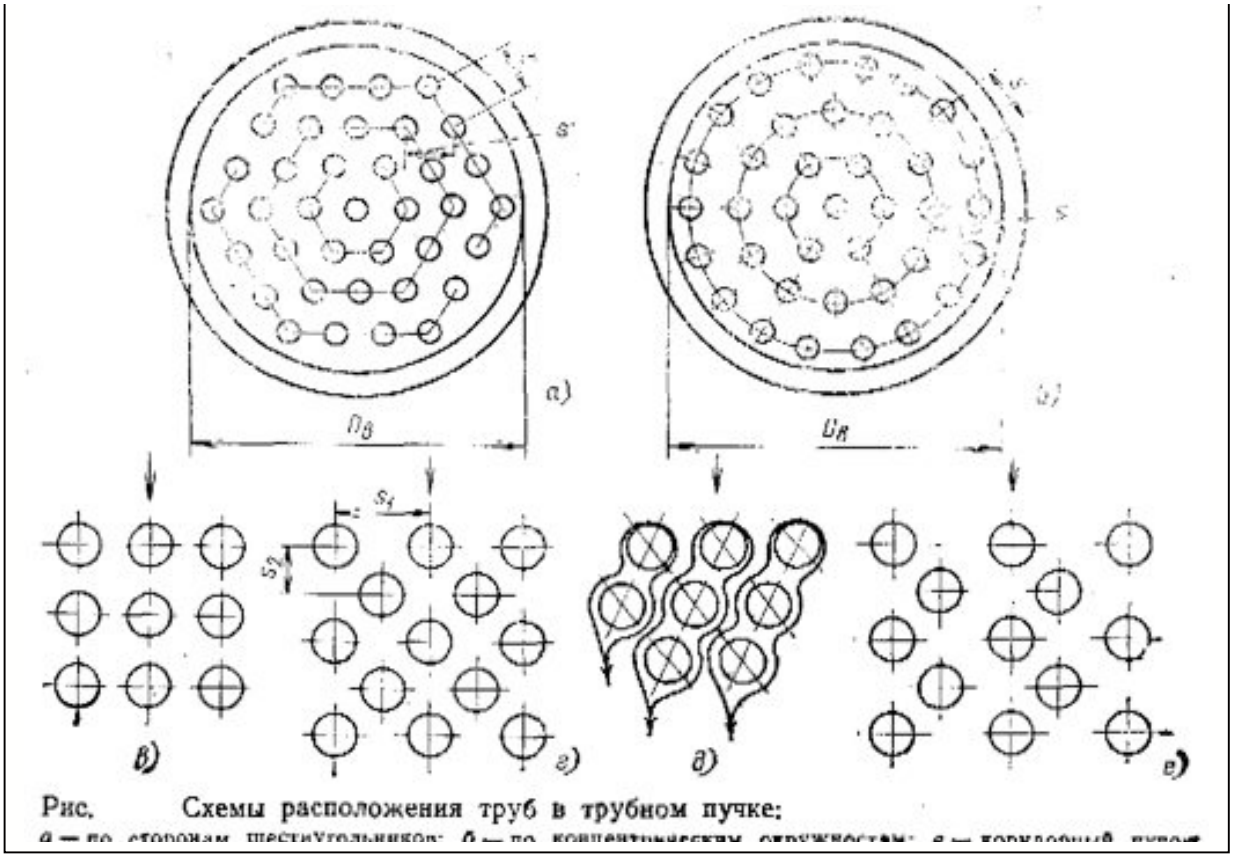


Рис. Схемы расположения труб в трубном пучке:

$h_{тр} = \frac{d_н}{S} + c$, где

c=10 – для стальных труб;

c=20 – для латунных (медных) труб.

$d_н$, *мм*	17	22	25	32	38	44,5	51	57	63,5	77
S, *мм*	27	32	35	44	50	58	66	74	81	93

D`/S. Число шести-угольников или окружностей	***Общее число без учёта сегментов***	***Общее число труб по наружным окружностям***
1	7	7
2	19	19
4	61	62
6	127	130
8	217	223
10	331	341
12	469	485
14	631	653
16	817	847
18	1027	1066
20	1261	1310
21	1387 (1615) с учётом сегментов	1441

$$G = 3600\frac{\pi \cdot d_н^2}{4} n \cdot \omega = 3600 \cdot F \cdot \omega.$$

ОБЩАЯ СХЕМА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Основным параметром расчёта является поверхность теплообмена, которая определяется из уравнения теплопередачи:

$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$, где

Q – тепловая нагрузка;

к – коэффициент теплопередачи;

Δt – температурный напор.

Обычно тепловая нагрузка Q задана, если же нет, то её находят по следующим уравнениям:

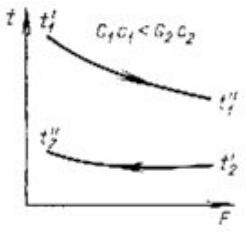
- если агрегатное состояние теплоносителей не меняется:

$Q_i = G_i \cdot Cp_i(t_{iн} - t_{iк}), (i = 1,2)$

- при конденсации насыщенных паров без охлаждения конденсата и при кипении: $Q = G_i \cdot r_i, (i = 1,2)$
- при конденсации перегретых паров и охлаждении конденсата: $Q_1 = G_1(L_{1k} - c_1 \cdot t_1 \cdot k)$

Если агрегатное состояние теплоносителей не меняется, то его среднюю температуру можно определить, как среднеарифметическую: $\Delta t_{ср}^1 = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{2}$ и $\Delta t_{ср}^2 = \frac{t_{2н} - t_{2к}}{2}$, тогда $\Delta t = \frac{\Delta t_{ср}^1 + \Delta t_{ср}^2}{2}$

Если же агрегатное состояние изменяется, то точное значение средней разности температур, может быть определена как среднелогарифмическая разность температур: $\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}$.



Противоток
Прямоток

Если разность температур одинакова или отличается не более чем в 2 раза, то $\Delta t_{ср}$ определяется как: $\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2}$.

При перекрестно-точном течении теплоносителя средняя разность температур определяется с учётом поправки на течение: $\Delta t_{ср} = \Delta t_{ср.лог.} \cdot \varepsilon$

Величина $\varepsilon \prec 1$ определяется графически по значениям величин R и P: $R = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}}$, $P = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}}$.

Для определения поверхности теплопередачи требуется рассчитать коэффициент теплопередачи: $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$, где

α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке;

α_2 – коэффициент теплоотдачи к нагреваемому теплоносителю;

$\frac{\delta}{\lambda}$ – термическое сопротивление.

УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЁТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ

В зависимости от агрегатного состояния, от вида поверхности, от типа конструкции, от режимов течения теплоносителей в общем случае коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения Нуссельта, зависящего от ряда факторов: $Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, Gr)$.

Температура стенки является определяющей для теплофизических величин греющего теплоносителя: $t_{cmi} = t_i + k \cdot \Delta t_{cp} / \alpha_i$, $i = (1,2)$.

Для начала расчёта температурой стенки необходимо задаться, а затем, рассчитав α_i и k, его значение уточнить.

I. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах не круглого сечения, без изменения агрегатного состояния.

a) При развитом турбулентном движении.

$5 \cdot 10^6 \succ \mathrm{Re} \succ 10^4$

$$Nu = 0{,}023 \mathrm{Re}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25}, \quad (1)$$

Определяющим диаметром является эквивалентный диаметр трубы. $\mathrm{Pr} = 0{,}6 \div 100$

Для изогнутых труб: $\alpha_{зм} = \alpha \left(1 + 3{,}54 \frac{d}{\Delta} \right)$, где

d – внутренний диаметр трубы змеевика,

Δ – диаметр витка змеевика.

b) Для переходного режима: $2300 \prec \mathrm{Re} \prec 10^4$

$$Nu = 0{,}008 \mathrm{Re}^{0,5} \cdot \mathrm{Pr}^{0,43} \quad (2)$$

c) Для ламинарного режима: $\mathrm{Re} \prec 2300$

$\mathrm{Pr} \cdot Gr \leq 5 \cdot 10^5$ – вязкостный,

Для труб круглого сечения или каналов прямоугольной формы: $\mathrm{Pr} \cdot \mathrm{Re} \cdot \left(\frac{d}{l} \right) \succ 12$

$$Nu = 1{,}61 \left[\mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} \left(\frac{d}{l} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14} \quad (3)$$

$\mathrm{Pr} \cdot \mathrm{Re} \cdot \left(\frac{d}{l} \right) \prec 12$

$$Nu = 3{,}66 \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14} \quad (4)$$

$\mathrm{Pr} \cdot Gr \succ 5 \cdot 10^5$ – вязкостно-гравитационный.

$$Nu = 0{,}15 (\mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr})^{0,33} (Gr \cdot \mathrm{Pr})^{0,1} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0,25} \quad (5).$$

II. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве 2-х трубного теплообменника.

Расчёты ведутся по формулам (2)-(5). В качестве определяющего размера используется эквивалентный диаметр кольцевого сечения между трубами.

$d_{экв} = d_{внутр.} - d_{нар.}$.

Для развитого турбулентного движения расчёт ведётся по выражению: $Nu = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4}\left(\frac{D_в}{d_н}\right)^{0,45}$ (6)

III. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного аппарата с сегментными перегородками.

При $\mathrm{Re} \succ 1000$: $Nu = 0{,}24\,\mathrm{Re}^{0,6} \cdot \mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0.25}$ (7)

При $\mathrm{Re} \prec 1000$: $Nu = 0{,}34\,\mathrm{Re}^{0,5} \cdot \mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0.25}$ (8)

При этом скорость потока определяют для наименьшего сечения в межтрубном пространстве.

IV. При обтекании пучка оребрённых труб.

$D_р$ – диаметр ребра;

$d_н$ – наружный диаметр несущей трубы;

h – высота ребра;

t – шаг ребра;

$h = \frac{D_р - d_н}{2}$.

$Nu = 0{,}18 \cdot \left(\frac{d_н}{t}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0,14} \cdot \mathrm{Re}^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4}$ (9)

Определяющим размером является шаг ребра (t).

Уравнение применимо для чисел Re от 3000 до 25000, при этом $\frac{d_н}{t} = 3 \div 4{,}8$.

Полученное в уравнении (9) значение коэффициента теплоотдачи ребра – $\alpha_р$ подставляется в уравнение для теплопередачи полной поверхности:

$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_р} + \frac{1}{\alpha_{тр}} + \frac{F_н}{F_{вн}} + \sum\frac{\delta}{\lambda}}$ (10), где

$\alpha_р$ – коэффициент теплоотдачи внутри трубы;

$F_н$ – полная поверхность;

$F_{вн}$ – внутренняя поверхность несущей трубы.

V. При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках.

а) При развитом турбулентном движении

$$Nu = a\,\mathrm{Re}^{b}\cdot \mathrm{Pr}^{0,36}\left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0,25}, \quad (11)$$

- Для пластин 0,2К, S=0,2м^2
  a=0,086; b=0,73;
  $\mathrm{Re} = 100 \div 30000$, $\mathrm{Pr} = 0{,}7 \div 20$.
- Для пластин типа 0,3м^2
  a=0,1; b=0,73;
  $\mathrm{Re} = 100 \div 30000$, $\mathrm{Pr} = 0{,}7 \div 50$.
- Для пластин 0,5м^2 типа 0,5Е – пластины в ёлочку.
  a=0,135; b=0,73;
  $\mathrm{Re} = 50 \div 30000$, $\mathrm{Pr} = 0{,}7 \div 80$.
- Для пластин 0,5м^2 типа 0,5Г – горизонтальные гофры.
  a=0,165; b=0,65;
- $\mathrm{Re} = 0 \div 50000$, $\mathrm{Pr} = 0{,}7 \div 50$.

11. При ламинарном режиме движения.

$$Nu = a\,\mathrm{Re}^{0,33}\cdot \mathrm{Pr}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0,25} \quad (12)$$

Тип поверхности	a	Re не менее	Pr не более
0,2К	0,5	100	20
0,3 (м^2)	0,6	100	50
0,5Е	0,63	100	80
0,5Г	0,46	200	50

VI. Для жидкостей перемешиваемых в аппарате мешалкой.

$$Nu = a\,\mathrm{Re}^{м}\cdot \mathrm{Pr}^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14} \quad (13)$$

$Nu = \dfrac{\alpha \cdot d}{\lambda}$, где

d – внутренний диаметр аппарата;

$\mathrm{Re} = \dfrac{n \cdot d_м^2 \cdot \rho}{\mu}$, где

n – число оборотов мешалки в секунду;

$d_м$ – диаметр окружности описанной мешалкой.,

- При передаче теплоты через рубашку:
  $a = 0{,}36$, $м = 0{,}67$;
- При передаче теплоты змеевиковой поверхности:
  $a = 0{,}87$, $м = 0{,}62$.

VII. При плёночной конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании плёнки конденсата под действием силы тяжести.

$$\alpha = a\sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot l}} \quad (14)$$

- Для вертикальной поверхности:

$a = 1{,}15$, $l = H$, Δt – разность температуры конденсата и температуры стенки со стороны греющего теплоносителя ($\Delta t = t_k - t_{cm1}$);

- Для одиночной горизонтальной трубы:

$a = 0{,}72$, $l = d_н$, Δt – разность температуры конденсата и температуры стенки со стороны греющего теплоносителя ($\Delta t = t_k - t_{cm1}$); r – удельная теплота конденсации, определяемая по температуре конденсата на линии насыщения для воды и водяного пара.

Физические характеристики конденсата определяются по средней температуре плёнки конденсата, а именно:

$$t_{ср} = \frac{t_k + t_{cm1}}{2}.$$

Когда величина Δt не превышает $30 \div 40$, то физические характеристики могут быть определены по температуре конденсации.

При конденсации пара на поверхности пучка труб из n-горизонтальных труб, то средний коэффициент теплоотдачи α меньше, чем в случае с одиночной трубой из-за утолщения плёнки конденсата на трубах.

Для пучка труб нужна поправка:

$$\alpha_{ср} = \varepsilon \cdot \alpha \quad (15)$$

ε=0,7 – при n≥100;

ε=0,6 – при n>100.

При подстановке в формулу (14) величины $\Delta t = S/2$:

$$\alpha = a \cdot \lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot g \cdot l}} \quad (16)$$

– для вертикальной поверхности: $a = 1{,}2$, $l = H$;

– для горизонтальной поверхности: $a = 0{,}645$, $l = d_н$.

Зная расход пара G_1 и подставляя в уравнение (14):

$$H \cdot \Delta t = \frac{G \cdot r}{\alpha \cdot \pi \cdot d_H \cdot n}.$$

– для n-вертикальных труб:

$$\alpha = 3{,}78 \cdot \lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 \cdot d_н \cdot m}{\mu \cdot G_1}} \quad (17)$$

– для n-горизонтальных труб:

$$\alpha = 2{,}02 \cdot \lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 \cdot l \cdot n}{\mu \cdot G_1}} \quad (18), \text{ где}$$

l – приведенная длина канала.

Если $\Delta t \prec 10$ – расчёт ведётся по формуле (14) – для гофрированных поверхностей приведенная длина канала выбирается по ГОСТ 15518-78.

	$0{,}2 м^2$	0,3	0,5	0,6	1,3
l	0,45	1,12	1,15	0,893	1,91

Если $\Delta t \geq 10$, то справедлива следующая формула:

$$Nu = a \cdot \mathrm{Re}^{0,7} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} \quad (19), \text{ при этом}$$

$\mathrm{Re} = \frac{\alpha \cdot g}{\mu \cdot r} = \frac{G_1 \cdot L}{\mu \cdot F}$, $\mathrm{Pr} = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}$, $Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$, где

F – полная поверхность теплообменника;

G_1 – расход пара.

	$0{,}2м^2$	0,3	0,5Е	0,5Г
а	338	322	240	376

VIII. При пузырьковом кипении.

a) При кипении на поверхностях, погружённых в большой объём.

$$\alpha = 0{,}075\left[1+10\left(\frac{\rho}{\rho_n}-1\right)^{2/3}\right]\cdot\left(\frac{\lambda^2\cdot\rho}{\mu\cdot\sigma\cdot T_{кип}}\right)^{1/3}\cdot g^{2/3} \quad (20)$$

b) При кипении в трубах.

$$\alpha = 780\frac{\lambda^{1/3}\cdot\rho^{0,5}\cdot\rho_n^{0,06}\cdot q^{0,6}}{\sigma^{0,5}\cdot r^{0,6}\cdot\rho_{n0}^{0,66}\cdot c^{0,3}\cdot\mu^{0,3}} \quad (21).$$

Критическая удельная тепловая нагрузка, при которой пузырьковое кипение переходит в плёночное, а коэффициент теплоотдачи принимает максимальное значение можно определить формулой при кипении в большом объёме:

$$q_{кр} = 0{,}14r\sqrt{\rho_n}\cdot\sqrt[4]{g\cdot\sigma\cdot\rho}.$$

В формулы (20-22) все физические характеристики жидкости и ρ_{n0} подставляются при атмосферном давлении (760 мм рт.ст.), а ρ_n берётся при давлении над поверхностью жидкости. По этому же давлению определяется и температура кипения. $\rho_n = \rho_{n0}\cdot\frac{P}{P_{атм}}$

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Это устройства, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит с помощью насадки. Процесс теплообмена осуществляется в 2 стадии. Первоначально через насадку пропускается горячий теплоноситель (нагревание). Затем пропускается через эту же насадку холодный теплоноситель (охлаждение).

Простейшая схема регенератора (см.рис.3.1).

Наиболее распространёнными являются воздухонагревательные регенеративные установки (ВРУ) и холодильно-газовые машины (ХГМ). И первые, и вторые в качестве насадки используют базальтовую насыпную насадку с диаметром частиц от 4 до 14 мм, либо сетчатую насадку, выполненную из материала высокой температуропроводности (бронза, латунь).

Характеристикой регенеративных аппаратов является их компактность: это отношение площади поверхности насадки к занимаемому объёму. Так для ВРУ эта характеристика достигает $1000 \div 2000 м^2/м^3$. Для ХГМ эта величина составляет $10^4 \div 10^5 м^2/м^3$. В качестве насадки при высоких температурах применяют огнеупорные

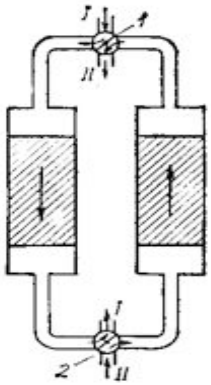


Рис. 3.1. Схема регенератора с неподвижной насадкой:
I — холодный теплоноситель; *II* — горячий

кирпичи различной формы.

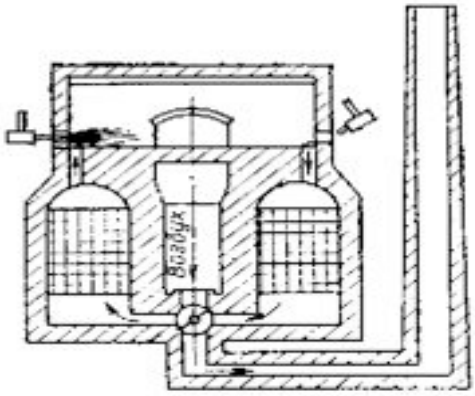
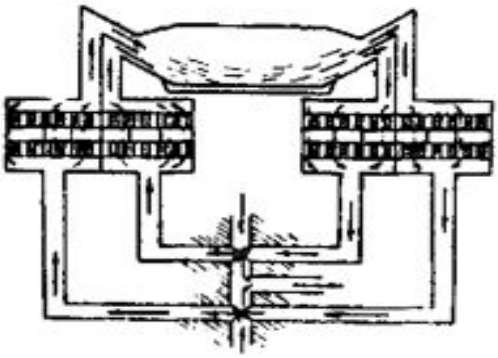
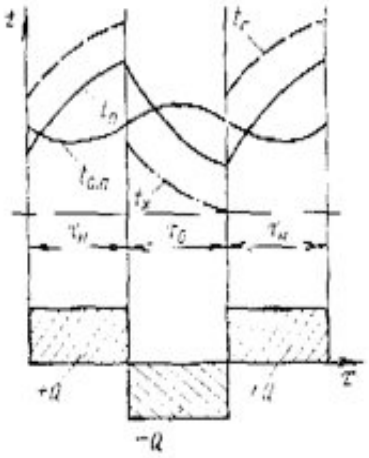


Схема мартеновской печи с регенераторами



Воздухоподогреватель для электросталеплавильных печей

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ РЕГЕНЕРАТОРА



Регенераторы большинства печей имеют периоды нагрева и охлаждения (они равноценны).

Элементы насадки нагреваются и охлаждаются при граничных условиях 2-ого рода (q=const). Степень аккумулирования теплоты насадки оценивается коэффициентом аккумуляции теплоты (η): это отношение теплоты аккумулированной насадкой к тому количеству теплоты, которое могло бы аккумулироваться.

$$\eta = \frac{F_{абед}}{F_{агзд}}, \qquad \Delta t = 0{,}5q \cdot \frac{S}{\lambda};$$

$$F_{абед} = F_{агзд} - 2 \cdot \frac{2}{3}\Delta t \cdot S \cdot \rho \cdot c = F_{агзд} - \frac{2}{3}\frac{q \cdot S^2 \cdot \rho \cdot c}{\lambda};$$

$$F_{агзд} = q_н \cdot \tau_н = 0{,}5q_н \cdot \tau_ц, \text{ где } q_н = \eta \cdot q_{в(возмлжное)};$$

$$\eta = \frac{0{,}5q_н \cdot \tau_ц - 0{,}66\dfrac{\eta \cdot q_н \cdot S^2 \cdot \rho \cdot c}{\lambda}}{0{,}5q_н \cdot \tau_ц} = 1 - 1{,}33\frac{\eta \cdot S^2}{a \cdot \tau_ц};$$

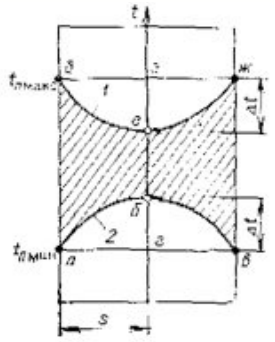
$$\eta = \frac{1}{\left[1 + 1{,}33\dfrac{S^2}{a \cdot \tau_ц}\right]} = \frac{1}{\left[1 + \dfrac{1{,}33}{F_{0ц}}\right]}.$$

Согласно определению коэффициент аккумуляции тепла η для одного килограмма насадки можно записать:

$$\eta = \frac{\left(t_{n.\max} - t_{n.\min} - \dfrac{4}{3}\Delta t\right) \cdot c}{\left(t_{n.\max} - t_{n.\min}\right) \cdot c} = 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{\Delta t}{t_{n.\max} - t_{n.\min}} = \left[1 + \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{F_{0ц}}\right]^{-1};$$

$$t_{n.\max} - t_{n.\min} = \frac{\Delta t \cdot F_{0ц}}{\eta}.$$

Рассмотрим состояние насадки в период нагрева и охлаждения.



$$Q_н = \kappa_н \left(\bar{t}_г - \bar{t}_{нас} \right) \cdot F \cdot \tau_н;$$

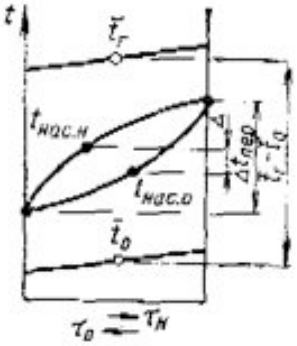
$$\kappa_н = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{S}{\tau}}, \text{ где}$$

F – площадь поверхности насадки;

$К_н$ – коэффициент теплопередачи в период нагрева;

S – половина толщины насадки.

$$Q_{охл} = \frac{\left(\bar{t}_{нас.охл.} - \bar{t}_{охл.в-ха} \right)}{\frac{1}{\alpha_{охл}} + \frac{S}{\lambda}} \cdot F \cdot \tau_{охл.};$$



$$Q_{пер} = \frac{\left(\bar{t}_г - \bar{t}_{охл.в-ха} \right) \cdot F}{\frac{1}{\alpha_н \cdot \tau_н} + \left(\frac{1}{\tau_н} + \frac{1}{\tau_{охл}} \right) \cdot \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{охл} \cdot \tau_{охл}}},$$

если $\tau_н = \tau_{охл} = 0{,}5\tau_{цикла}$, то

$$\kappa_ц = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н \cdot \tau_н} + \frac{4S}{\lambda \cdot \tau_ц} + \frac{1}{\alpha_{охл} \cdot \tau_{охл}}}.$$

$\frac{4S}{\lambda \cdot \tau_ц}$ – характеризует тепловое сопротивление аккумулирования для условия нагрева и охлаждения насадки постоянным тепловым потоком.

В действительности же такие условия, заложенные для вывода, не выполняются. В период нагрева средняя температура насадки больше аналогичной температуры в период охлаждения на величину Δ: $\Delta = t_{нас.н} - t_{нас.охл} = \Delta t_{пер} / \xi$ – температурный гистерезис, где

$\Delta t_{пер}$ – максимальный перепад средних по массе температур насадки;

ξ – коэффициент температурного гистерезиса. Для регенераторов плавильных и нагревательных печей величина $\Delta = 10^0$С, для доменных воздухонагревателей $\Delta = 2 \div 5^0$С.

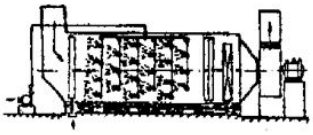
$$Q_{пер} = \kappa_ц \left[\left(\bar{t}_г - \bar{t}_0 \right) - \Delta \right] \cdot F$$

СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

В смесительных аппаратах теплообмен происходит при непосредственном контакте теплоносителей (двух сред). В промышленности такие аппараты носят название градирня или скруббер. Они применяются для осушки или увлажнения газов от пыли (взвешенных частиц).

По конструктивным особенностям смесительные аппараты подразделяются на:

- Камерные;
- Насадочные;
- Каскадные;
- Струйные;
- Плёночные подогреватели.



Камерный смеситель-

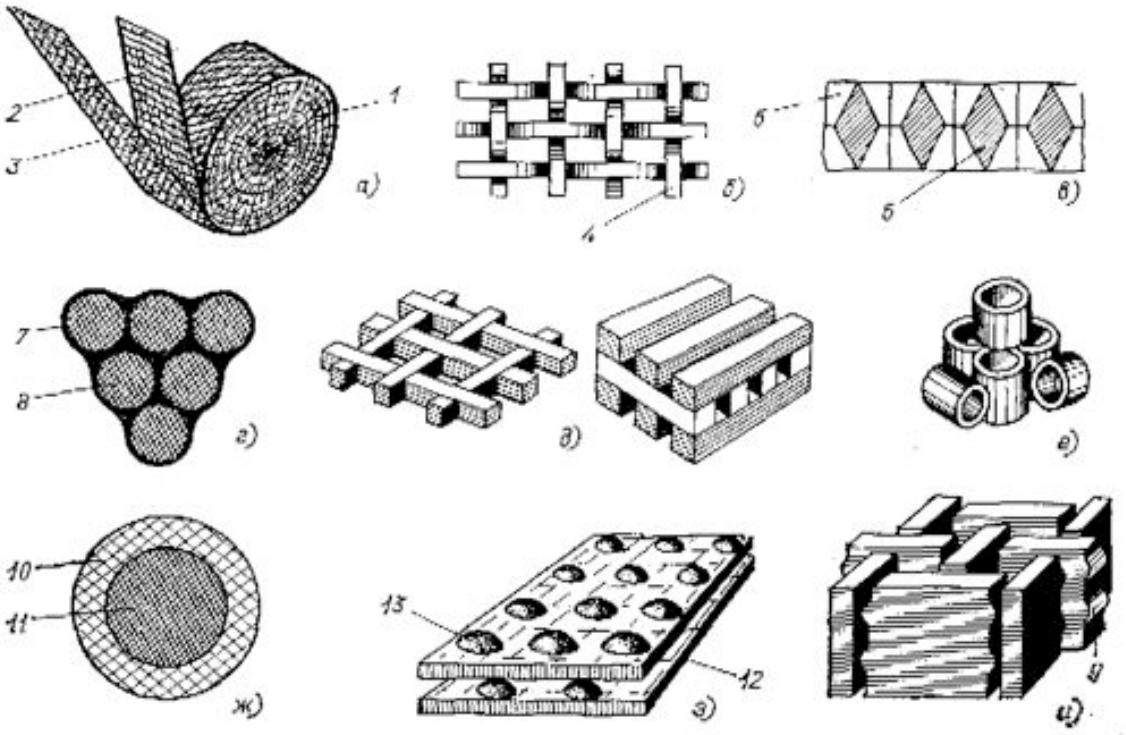


Рис. 3.2. Некоторые типы насадок:

а — диски из алюминиевой гофрированной ленты; *б* — сетчатая насадка; *в* — насадка из пластин с сужающе-расширяющимися каналами; *г* — шаровая насадка; *д* — кирпичная насадка; *е* — кольца Рашига; *ж* — гравула; *з* — пакет пластин; *и* — кирпичная насадка с выступами; *1* — диск; *2* — лента; *3* — гофры; *4* — металлическая проволока; *5* — металлическая пластина; *6* — усеченная пирамида; *7* — металлические шары; *8* — поры, заполненные инертным газом; *9* — выступы; *10* — металлическое покрытие; *11* — ядро; *12* — пакет пластин; *13* — двусторонние выпуклости

Характеристикой насадки является поверхность, отнесённая к единице объёма S, $м^2/м^3$. Следующей характеристикой насадки является её свободный объём V, $м^3/м^3$.

Преимущества насадочных смесительных аппаратов:

- Значительно уменьшает объём;
- Значительно увеличивает поверхность соприкосновения фаз.

Недостатки: при запыленных потоках газа пылевые частицы осаждаются на поверхности насадки, что требует очистки.

Каскадный смесительный аппарат.

Струйные смесительные аппараты.

Скорость выхода из сопла 1-ой ступени до 15 м/с.

Смесительный аппарат плёночного типа.

Они используются в выпарных станциях для выпаривания раствора. Скорость воды на выходе их сопла 3-4 м/с. Недостатком аппарата является повышенное качеств воды. Диаметр аппарата до 600мм и высота до 2,7 м.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ КАМЕРНОГО СМЕСИТЕЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Требуется при расчёте определить объём камеры:

$V = \dfrac{Q}{\alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot \varphi}$, где

V – объём камеры;

α – коэффициент теплоотдачи;

Δt – разность температур;

φ – коэффициент совершенства теплообмена, $\varphi = 0{,}85 \div 0{,}95$.

При расчёте должно быть задано: Q – тепловая нагрузка, начальная и конечная температура теплоносителя, давление перед форсункой, температура сухого и мокрого термометров.

F – поверхность капель в одном м^3 аппарата, м^3/м^3;

$F = f \cdot \tau \cdot H_w$, где

f – поверхность капель, полученная из 1 литра жидкости, м^2/л;

$f = \dfrac{6}{d_k}$,

τ – время падения капель с высоты 1 м, с/м;

H_w – интенсивность орошения, т.е. количество жидкости приходящееся на 1 м^2 поперечного сечения аппарата в единицу времени, $\dfrac{л}{м^2 \cdot с}$.

Диаметр капли обычно задаётся, либо рассчитывается.

$d_k = \dfrac{3 \cdot 10^5}{P[Па]} = \dfrac{3}{P[amu]}$,

Время τ определяется как: $\tau = \dfrac{1}{W_д}$, где

$W_д$ – действительная скорость падения капли.

Противоток: $W_д = W_{вит} - W_г$;

Прямоток: $W_д = W_{вит} + W_г$.

$W_{вит} = \dfrac{\mathrm{Re}_{вит} \cdot \nu_г}{d_k}$ – скорость, при которой частица зависает в потоке.

$\mathrm{Re}_{вит}$ определяется из графика по значению критерия Фёдорова:

$Fe = d_k \cdot \sqrt[3]{\dfrac{4g(\rho_ж - \rho_г)}{3\nu_г^2}}$.

Критерий Кирпичёва:

$Ki = d_k \cdot \sqrt[3]{\dfrac{4g(\gamma_ж - \gamma_г)}{3\nu_г^2 \cdot \gamma_г}} = \sqrt[3]{\mathrm{Re}_{вит}^2 \cdot \xi}$, где

ξ – коэффициент лобового сопротивления.

Скорость газа: $w_г = \dfrac{L}{\rho_г \dfrac{\pi \cdot D^2}{4}}$, где

D – диаметр камеры;

L – расход воздуха.

Задаваясь скоростью газа $w_г = 1 \div 3$ м/с находят диаметр камеры.

Интенсивность орошения определяется через расход жидкости:

$H_w = \frac{4G}{\pi \cdot D^2}$, где

G – расход жидкости, л/с.

Критерий Нуссельта определён по уравнению Нистиренко:

$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = Nu_0 + A \cdot \mathrm{Re}_f^n \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \cdot Gu^{0,175}$, где

Gu – критерий Гухмана;

Nu_0 – критерий Нуссельта при $\mathrm{Re} = 0$.

При значении Nu>80 Nu_0 не учитывается.

$\mathrm{Re} = \frac{w_0 \cdot d}{\lambda}$, где

w_0 – относительная скорость падения капли.

Противоток: $w_0 = w_д + w_г$;

Прямоток: $w_0 = w_д - w_г$.

$\nu_г$ берётся по средней температуре воздуха в скруббере;

$\mathrm{Pr} \approx 0{,}72$ для воздуха;

Критерий Гухмана: $Gu = \frac{T^c - T^м}{T^c}$.

Интервал Re	A	n
1-200	1,05	0,5
200-25000	0,375	0,57
25000-70000	0,102	0,73

Определение Δt для смесительных аппаратов подсчитывается не по средней температуре, а определяется графически по id-диаграмме.

$\Delta t = \frac{1}{\sum \frac{в}{\Delta t_{пром}}}$;

$в = \frac{\Delta t_{в-ха}}{\Delta t_{в-ха}} \ \frac{в_ступени}{в_скрубберe}$, т.е.

$в_1 = \frac{t'-t^1}{t'-t''}$, $в_2 = \frac{t^1 - t^2}{t'-t''}$ и т.д.

Тогда $\Delta t^1_{пром} = \frac{t'-t^1}{2} - \frac{t_в^{"} + t_в^1}{2}$ и $\Delta t^2_{пром} = \frac{t^1 - t^2}{2} - \frac{t_в^1 + t_в^2}{2}$ и т.д.

РАСЧЁТ НАСАДОЧНОГО СМЕСИТЕЛЬНОГО АППАРАТА

$V_н = \frac{Q}{k \cdot s \cdot \Delta t \cdot \psi}$ – объём насадки, где

k – коэффициент теплопередачи;

s – поверхность насадки в единице объёма;

ψ – коэффициент смачивания;

$\psi = \dfrac{G}{G_{\max}}$ или $\psi = \dfrac{\sqrt[3]{s}}{f(H_w)}$.

H_w	1	2	…	60
$f(H_w)$	24	15	…	3,8

$H_w = \dfrac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2}$.

Обычно величина s выбирается из таблицы по виду насадки.

Δt определяется аналогично как и для камерного теплообменного аппарата.

k – коэффициент теплопередачи определяется по критерию Кирпичёва:

1. Когда теплообмен между водой и сухим воздухом.

$Ki = 0{,}01 \mathrm{Re}_г^{0,7} \cdot \mathrm{Re}_ж^{0,7} \cdot \mathrm{Pr}_г^{0,33}$ или $Ki = \dfrac{k \cdot d_{гидр}}{\lambda_г}$, где

$d_{гидр} = \dfrac{4 \cdot V_{своб}}{s}$ – гидравлический диаметр.

$\mathrm{Re}_г = \dfrac{4 \cdot w}{\upsilon_г \cdot s}$, где

w – средняя скорость газа в пустом сечении скруббера перед насадкой.

$\mathrm{Re}_ж = \left(\dfrac{H_w}{3600}\right) \cdot \dfrac{d_{гидр}}{\upsilon_ж}$.

2. Когда теплообмен между водой и влажным воздухом.

$Ki = 0{,}17 \mathrm{Re}_г^{0,7} \cdot \mathrm{Re}_ж^{0,7} \cdot \mathrm{Pr}_г^{0,33} \cdot \theta^{1,15}$, где

θ – учитывает влияние влажности воздуха на теплообмен. Численно примерно равна влагосодержанию (d).

Далее определяют объём насадки $V_н$. Затем, по известному значению диаметра скруббера D и вычисленному значению $V_н$ определяют высоту насадки: $h_н = \dfrac{4 \cdot V_н}{\pi \cdot D^2}$;

$5 \div 7 > \dfrac{h}{D} > 1{,}5 \div 2$ – это условие должно выполняться с тем, чтобы обеспечить равномерность распределения воды в насадке.

ОПТИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В НАСАДОЧНОМ СКРУББЕРЕ

Для увеличения производительности скруббера необходимо улучшать теплообмен, а также увеличивать скорость газа. В этом случае процесс интенсифицируется: одновременно увеличивается унос частиц, увеличивается гидравлическое сопротивление, растёт расход электроэнергии. С увеличением скорости газа жидкость в насадке притормаживается и в конечном итоге запирает насадку. Этот режим носит название затопление (захлёбывание) насадки. Режим захлёбывания характеризуется невозможностью прохождения воздуха или газа через затопленную насадку. Скорость газа меньше сопротивления газа и воды. Этот режим определяется скоростью захлёбыва-

ния. Сама скорость может быть определена из графика, а рабочая скорость должна быть несколько ниже скорости захлёбывания и равна оптимальной скорости.

$N = a \cdot w^2 \cdot \left(\frac{\rho_г}{\rho_ж} \right) \cdot \mu_ж^{0,16}$, где

G – расход жидкости;

L – расход воздуха или газа;

w – оптимальная скорость;

N – определяем из графика;

$\mu_ж$ – вязкость жидкости (из таблиц);

a – характеристика насадки, $a = \frac{s}{g \cdot V_{своб}^3}$.

ПРИМЕР РАСЧЁТА НАСАДОЧНОГО СКРУББЕРА

Определить объём хордовой насадки скруббера, необходимого для охлаждения $L = 2{,}8 кг/с$ воздуха с начальной температурой $t' = 150^0 C$, $H' = 418 кДж/кг$. Охлаждение производится водой в количестве $G_в = 3{,}5 кг/с$ с температурой на входе $t_в' = 15^0 C$. Коэффициент компактности насадки $\beta = 48 м^2/м^3$. Свободный объём $V = 0{,}77 м^3/м^3$. Приведенный диаметр $d_г = 0{,}064 м$. Температура воды на выходе из скруббера $t_в'' = 55^0 C$.

Решение:

Из уравнения теплового баланса для скруббера определяем энтальпию воздуха на выходе:

$$H'' = H' - \frac{G_в \cdot C_p \left(t_в'' - t_в' \right)}{L} = 418 - \frac{3{,}5 \cdot 4{,}19 (55 - 15)}{2{,}8} = 208, \frac{кДж}{кг}.$$

Разбиваем насадку скруббера условно на 10 участков. Строим ступенчатый процесс в hd-диаграмме (см. прошлый раздел) и результаты сводим в таблицу.

№ сечения	$h^i, кДж/кг$	$t', ^0 C$	$t_в', ^0 C$	$\Delta t_{пр}^i, ^0 C$	$в = \frac{\Delta t_{пр}^i}{t' - t''}$	$\Delta t = t^i - t_в^i, ^0 C$	$\frac{в}{\Delta t} \cdot 10^3$
0	418	150	55	0	0	95	0
1	397	118	51	32	0,337	67	5,02
2	376	104	47	14	0,147	57	2,58
3	355	92	43	12	0,126	52	2,42
4	334	83	39	9	0,095	44	2,16
5	313	78	35	5	0,053	43	1,23
6	292	73	31	5	0,053	42	1,26
7	271	68	27	5	0,053	41	1,29
8	250	63	23	5	0,053	40	1,34
9	229	59	19	4	0,042	40	1,05
10	208	55	15	4	0,042	40	1,05

$$\sum \frac{в}{\Delta t} = 0{,}0194,\ \Delta t = \frac{1}{\sum \frac{в}{\Delta t}} = \frac{1}{0{,}0194} = 51{,}5^0 C$$

Скорость газа $w_г$ в насадочной колоне при работе в режиме начала подвисания определяется из уравнения:

$$\mathrm{Re} = 0{,}045 Ar^{0{,}57}\left(\frac{L}{G_в}\right)^{0{,}43} \text{ или } \mathrm{Re} = \frac{4 w_г \cdot \rho}{\beta \cdot \mu}, \text{ где}$$

$$Ar = \frac{d_г^3 \cdot \rho \cdot \rho_в \cdot g}{\mu^2} = \frac{0{,}064^3 \cdot 0{,}946 \cdot 0{,}995 \cdot 9{,}81}{\left(21{,}9 \cdot 10^{-6}\right)^2} = 5{,}04 \cdot 10^9,$$

тогда $\mathrm{Re} = 0{,}045\left(5{,}04 \cdot 10^9\right)^{0{,}57} \cdot \left(\frac{2{,}8}{3{,}5}\right)^{0{,}43} = 1{,}39 \cdot 10^4.$

Отсюда $w_г = \frac{\mathrm{Re} \cdot \beta \cdot \mu}{4\rho} = \frac{1{,}39 \cdot 10^4 \cdot 48 \cdot 21{,}9 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 0{,}946} = 3{,}85, м/с.$

Принимаем скорость воздуха в свободном сечении (U):

$U = 0{,}5 w_г = 1{,}93, м/с.$

Находим диаметр скруббера:

$$D = \sqrt{\frac{4G_в}{\pi \cdot \rho \cdot U}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2{,}8}{3{,}14 \cdot 0{,}946 \cdot 1{,}93}} = 1{,}4, м.$$

Коэффициент массоотдачи:

$$\beta_d = 0{,}0047\left(\frac{U \cdot \rho}{V}\right)^{0{,}8} \cdot d_г^{-0{,}2} = 0{,}0047\left(\frac{1{,}93 \cdot 0{,}946}{0{,}77}\right)^{0{,}8} \cdot \left(0{,}646\right)^{-0{,}2} = 16{,}2 \cdot 10^{-3}, \frac{кг}{м^2 \cdot с}$$

Используя соотношение Льюиса, определяем коэффициент теплоотдачи α:

$$\alpha = C_{Pв} \cdot \beta_d = 1{,}001 \cdot 10^3 \cdot 16{,}2 \cdot 10^{-3} = 16{,}3, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Определяем площадь поверхности насадки:

$$F = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{L \cdot C_p\left(t' - t''\right)}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{2{,}8 \cdot 1{,}001 \cdot 10^3 \left(150 - 55\right)}{16{,}3 \cdot 51{,}5} = 316, м^2$$

Объём насадки:

$$V_н = \frac{F}{\beta} = \frac{316}{48} = 6{,}58, м^3.$$

С учётом запаса 20% получаем: $V_н = 7{,}9, м^3.$

Высота насадки:

$$h_н = \frac{4V_н}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 7{,}9}{3{,}14 \cdot 1{,}4^2} = 5{,}13, м.$$

ВЫПАРНЫЕ АППАРАТЫ

Выпаривание – это термический процесс, при котором в результате кипения выделяются пары растворителя (воды) практически в чистом виде, а в остатке остаётся твёрдое или вязкое вещество или тот же раствор, но большей концентрации.

Процесс выпаривания отличается от кипения чистой воды 2-я особенностями:

1. Наличие физико-химической температурной депрессии;
2. Изменение физических параметров среды.

I. При расчётах теплообменных аппаратов поверхность теплообмена $F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$, при которой $\Delta t = t_{S1} - t_{S2}$.

Для того чтобы определить значение физико-химической температурной депрессии необходимо использовать её значение для нормальных условий при различных концентрациях и затем пересчитать на рабочее давление.

$\Delta_1 = 0{,}0136 \cdot \frac{T^2}{r} \cdot \Delta_1^н$ – формула Тищенко.

II. При кипении воды физические параметр постоянны. При выпаривании физические параметры изменяются, при этом увеличивается динамическая вязкость, ρ, Δ_1, и одновременно уменьшается C_P, λ, α, k с увеличением концентрации раствора.

КЛАССИФИКАЦИЯ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

В зависимости от режима работы (время эксплуатации) делятся на:

- Аппараты периодического действия;
- Аппараты непрерывного действия.

1-ая группа аппаратов используется при малой производительности установки или в лабораторных условиях. В промышленных условиях они не экономичны, т.к. при пуске их необходимо разогреть, а при остановке это тепло не используется.

2-ая группа используется в промышленных условиях и достаточно широко.

По давлению аппараты работают при: повышенном, атмосферном давлениях и при вакууме. Работа при вакууме используется, если раствор при повышенном давлении и температуре меняет свои свойства, ухудшается его качество и когда необходимо увеличить теплоперепад.

По расположению выпарного аппарата они делятся:

- Вертикальные;
- Горизонтальные;
- Наклонные.

По конструктивным признакам делятся на:

- Аппараты с паровой рубашкой;
- Змеевикового типа;
- С прямыми трубами.

В качестве теплоносителей используются водяной пар и горячая вода.

Материал, из которого изготавливаются аппараты, может быть: сталь или цветные металлы.

Конструкции выпарных аппаратов

1. С внутренней циркуляционной трубой.

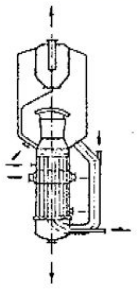
Кратность циркуляции $20 \div 30$.

Высота кипятильных труб $0{,}86 \div 3$ м.

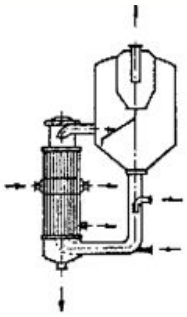
Недостатки: нельзя выпаривать кристаллизующиеся растворы, вязкие растворы; циркуляционная труба обогревается паром и в результате получается менее надёжная циркуляция.

2. *Для выпарки кристаллизующихся растворов.*
3. *С вынесенной греющей камерой.*
4. *С принудительной циркуляцией.*

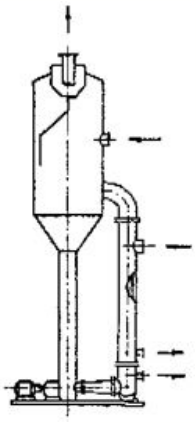
Они предназначены для выпарки вязких растворов.



№2



№3



№4

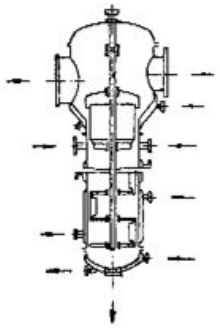
5. *Аппарат плёночного типа со сползающей плёнкой.*

Предназначены для выпаривания пенящихся растворов.

6. *Аппарат плёночного типа с всползающей плёнкой.*
7. *Выпарной аппарат роторного типа.*

Для выпарки кристаллизующихся растворов.

$$C_{р-ра} = \frac{C_{сух.в-ва} \cdot в + C_{врды}(100 - в)}{100}.$$



№7

МНОГОКОРПУСНЫЕ ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Многоступенчатая (многокорпусная) схема.

Экстра пар используется для подогрева исходного раствора.

Потребляемое количество пара с учётом потерь в окружающую среду можно определить:

$D = \frac{W}{0{,}85n}$, где

W – количество выпаренной воды;

n – количество корпусов;

0,85 – теплопотери в окружающую среду.

Число корпусов	1	2	3	4	5
Расход греющего пара на 1 кг выпаренной воды	1,1	0,57	0,4	0,3	0,27

Смешанная схема.

Из каждого корпуса выпарной установки может быть произведён отбор вторичного пара для различных нужд (для подогрева, на отопление). Этот пар носит название экстра пара (ε) и является лишь частью вторичного пара, который является греющим для последующего корпуса. Самый выгодный экстра пар – с низкими параметрами.

Бывают схемы:

- С параллельным питанием на пару;
- С параллельным питанием по раствору;
- С различными теплоносителями;
- С нулевым и двойным корпусами.

МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА ВЫПАРНКИ

Он позволяет определить количество выпаренной воды и определить концентрацию раствора.

G_0 и G_k – начальное и конечное количество раствора;

W – количество выпаренной воды, $W = G_0 - G_k$;

$\omega = \dfrac{W}{G_0}$ – количество выпаренной воды на кг раствора поступающего на выпарку;

$в_0$ и $в_к$ – исходная и конечная концентрация раствора;

$в_0 \cdot G_0 = в_к \cdot G_k = 100\% G_{сух.}$

a) Дано: $в_0$, $в_к$, G_0.

Найти: ω.

$W = G_0 - G_k;$

$в_0 \cdot G_0 = в_к \cdot G_k = 100\% G_{сух.} \Rightarrow G_k = \dfrac{в_0 \cdot G_0}{в_к};$

$W = G_0\left(1 - \dfrac{в_0}{в_к}\right) \Rightarrow \omega = 1 - \dfrac{в_0}{в_к}$ – уравнение материального баланса процесса выпарки.

b) Дано: $в_0$, ω.

Найти: $в_к$.

$W = \omega \cdot G_0 \Rightarrow G_0 = \dfrac{W}{\omega};$

$W = G_0 - G_k;$

$\omega = 1 - \dfrac{G_k}{G_0} = 1 - \dfrac{в_0}{в_к};$

$в_0 \cdot G_0 = в_к \cdot G_k \Rightarrow в_к = \dfrac{в_0}{1-\omega};$

$в_{кп} = \dfrac{в_0}{1 - (\omega_1 + ... + \omega_n)}.$

ПОЛНАЯ ТЕМПЕРАТУРНАЯ ДЕПРЕССИЯ

$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$, где

Δ_1 – физико-химическая температурная депрессия;

Δ_2 – гидростатическая температурная депрессия;

Δ_3 – гидравлическая температурная депрессия.

$\Delta_1 = 0{,}0136 \cdot \frac{T^2}{r} \cdot \Delta_1^н$ – формула Тищенко (см. ранее).

Обычно Δ_2 подсчитывается следующим образом: по давлению P_1 определяют t_{s1}, при P_2 определяют t_{s2}.

$P_2 = P_1 + \Delta P$, где

$\Delta P = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{2}$;

$\Delta_2 = t_{S2} - t_{S1}$;

$\Delta_2 = 2 \div 5^0 C$.

При начальной температуре пара в процессе его транспортировки за счёт сопротивления по длине, местных сопротивлений падает давление и соответственно уменьшается температура греющего пара. Это уменьшение температуры в результате транспортировки пара, называется гидравлической температурной депрессией (Δ_3).

$\Delta_3 = 0{,}5 \div 1^0 C$

Величиной Δ_3 в расчётах задаются в каждом корпусе.

ПОЛНАЯ И ПОЛЕЗНАЯ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

Полная разность температур:

$\Delta t_п = t_н - \upsilon$, где

$t_н$ – температура греющего пара;

υ – температура вторичного пара последнего корпуса.

Полезная разность температур:

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_п - \sum_{i=1}^{n} \Delta_i .$$

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ВЫПАРНОГО АППАРАТА

При проектировании выпарных аппаратов задаются определённые условия:

1. Поверхности выпарных аппаратов должны быть одинаковы;
2. Поверхности нагрева должны быть минимальны;
3. Поверхности нагрева должны быть одинаковы и минимальны.

I. $F = const$;

$Q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_1$ и $Q_2 = k_2 \cdot F_2 \cdot \Delta t$;

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1} \text{ и } F_2 = \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t};$$

$$\frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1} = \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_2};$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2};$$

Полезная разность температур распределяется прямо пропорционально тепловым нагрузкам и обратно пропорциональна коэффициентам теплопередачи.

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + ...;$$

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} + \frac{Q_3}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_3} + ... \right);$$

II. $F_{общ} = const$;

$$F_{общ} = F_1 + F_2 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1} + \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_2};$$

$$\frac{dF_{общ}}{d(\Delta t_1)} = \frac{Q_1}{k_1 (\Delta t_1)^2} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_{пол} - \Delta t_1)^2} = 0;$$

$t_{пол} = \Delta t_1 + \Delta t_2$, откуда

$\Delta t_2 = t_{пол} - \Delta t_1$;

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2}};$$

$$\frac{d^2 F_{общ}}{d\Delta t_1^2} = 2\left[\frac{Q_1}{k_1 (\Delta t_1)^3} + \frac{Q_2}{k_2 (\Delta t_2)^3} \right] > 0.$$

III. $\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 1 \Rightarrow \Delta t_1 = \Delta t_2 = ... = \Delta t_n$.

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЁТЫ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Требуется определить расход греющего пара: $d_1 = \frac{D}{G_0}$.

Рассмотрим 3-хкорпусную выпарную установку.

Вводим допущения:

- Потери тепла в окружающую среду отсутствуют;
- Потери тепла с продувкой отсутствуют;
- Тепло конденсата предыдущего корпуса используется в последующем корпусе.

Вводим обозначения:

C_0, C_1, C_2, C_3 – теплоёмкости растворов;

$в_0, в_1, в_2, в_3$ – концентрации растворов, %;

t_0, t_1, t_2, t_3 – температуры кипения растворов, ^{0}C;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – количество выпаренной воды, кг/кг;

$i_1^{'}, i_2^{'}, i_3^{'}$ – энтальпии греющего пара, кДж/кг;

$i_1^{''}, i_2^{''}, i_3^{''}$ – энтальпии вторичного пара, кДж/кг;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – отбор экстра пара, кг/кг;

τ_1, τ_2, τ_3 – энтальпии конденсата после корпусов, кДж/кг;

R – количество мятого пара.

Расчёт выпарной установки производится на 1 кг раствора, поступающего на выпарку.

Определим расход греющего пара на однокорпусную выпарную установку.

Запишем уравнение теплового баланса.

Приход:

С паром – $d_1 \cdot i_1^{'}$;

С раствором – $C_0 \cdot t_0$.

Расход:

С вторичным паром – $\omega_1 \cdot i_1^{''}$;

С раствором – $(1-\omega) C_1 \cdot t_1$;

С конденсатом – $d_1 \cdot \tau_1$.

$$d_1 \cdot i_1^{'} + C_0 \cdot t_0 = \omega_1 \cdot i_1^{''} + (1-\omega) C_1 \cdot t_1 + d_1 \cdot \tau_1.$$

Заменим: $(1-\omega) C_1 = C_0 + C_в \cdot \omega_1$

$m = tg\alpha$;

При $в_0 \Rightarrow C_0 = C_в - m \cdot в_0$;

При $в_1 \Rightarrow C_1 = C_в - m \cdot в_1$.

$$m = \frac{C_в - C_0}{в_0} = \frac{C_в - C_1}{в_1};$$

$$C_1 = C_в - \frac{C_в \cdot C_0}{в_в} \cdot в_1, \text{ где } \frac{в_0}{в_1} = 1 - \omega_1;$$

$$C_1 \frac{в_0}{в_1} = \frac{C_в \cdot в_0}{в_1} - C_в + C_0;$$

$$C_1 (1-\omega_1) = C_в (1-\omega_1) - C_в + C_0 = C_0 - C_в \cdot \omega_1;$$

$$d_1 \cdot i_1^{'} + C_0 \cdot t_0 = \omega_1 \cdot i_1^{''} + C_0 \cdot t_1 - C_в \cdot \omega_1 \cdot t_1 + d_1 \cdot \tau_1;$$

$$\omega_1 (i_1^{''} - C_в \cdot t_1) = d_1 (i_1^{'} - \tau_1) + C_0 (t_0 - t_1);$$

$$\omega_1 = d_1 \frac{i_1^{'} - \tau_1}{i_1^{''} - C_в \cdot t_1} + C_0 \frac{t_0 - t_1}{i_1^{''} - C_в \cdot t_1}.$$

$i_1^{'} - \tau_1$ – количество теплоты, выделившееся с каждого кг греющего пара;

$i_1^{''} - C_в \cdot t_1$ – количество теплоты, идущее на испарение кг воды из раствора;

$\alpha_1 = \frac{i_1^{'} - \tau_1}{i_1^{''} - C_в \cdot t_1}$ – коэффициент испарения, который показывает, какое количество воды испарилось за счёт 1 кг греющего пара;

$\beta_1 = \dfrac{t_0 - t_1}{i_1'' - C_в \cdot t_1}$ – коэффициент самоиспарения, который показывает количество воды выпарившееся за счёт тепла поступающего раствора.

Всегда $\alpha_1 > 0$, а β_1 может принимать различные значения.

При $t_0 > t_1 \rightarrow \beta_1 > 0$,

При $t_0 = t_1 \rightarrow \beta_1 = 0$,

При $t_0 < t_1 \rightarrow \beta_1 < 0$.

$$\omega_1 = d_1 \cdot \alpha_1 + C_0 \cdot \beta_1 \Rightarrow d_1 = \frac{\omega_1 - C_0 \cdot \beta_1}{\alpha_1}.$$

Определим расход греющего пара на двухкорпусную выпарную установку.

$$(\omega_1 + R - \varepsilon_1) i_2' + d_1 \cdot \tau_1 + (1 - \omega_1) C_1 \cdot t_1 = \omega_2 \cdot i_2'' + (1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 \cdot t_2 + (d_1 + \omega_1 - \varepsilon_1 + R) \tau_2;$$

Заменим:

$(1 - \omega_1) C_1 = C_0 - C_в \cdot \omega_1;$

$(1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 = C_0 - \omega_1 \cdot C_в - \omega_2 C_в.$

Решают уравнение относительно ω_2:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{i_2' - \tau_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2} + (C_0 - \omega_1) \frac{t_1 - t_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2} + d_1 \frac{\tau_1 - \tau_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2} - (\varepsilon_1 - R) \frac{i_2' - \tau_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2};$$

$$\alpha_2 = \frac{i_2' - \tau_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2}, \quad \beta_2 = \frac{t_1 - t_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2},$$

$\sigma_2 = \dfrac{\tau_1 - \tau_2}{i_2'' - C_в \cdot t_2}$ – коэффициент самоиспарения перепускаемого конденсата количество теплоты, идущее за счёт конденсата на испарение воды.

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \alpha_2 + (C_0 - \omega_1) \beta_2 + d_1 \cdot \sigma_1 - (\varepsilon_1 - R) \alpha_2;$$

$$\omega_2 = d_1 (\alpha_1 \cdot \alpha_2 - \alpha_2 \cdot \beta_2 + \sigma_1) + C_0 (\beta_1 \cdot \alpha_2 + \beta_2 - \beta_1 \cdot \beta_2) - (\varepsilon_1 - R) \alpha_2;$$

$$d_1 = \frac{\omega_2 - C_0 (\beta_1 \cdot \alpha_2 + \beta_2 - \beta_1 \cdot \beta_2) + (\varepsilon_1 - R) \alpha_2}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 - \alpha_2 \cdot \beta_2 + \sigma_1}.$$

Определим расход греющего пара на трёхкорпусную выпарную установку.

$$(\omega_2 - \varepsilon_2) i_3' + \tau_2 (d_1 + \omega_1 + R - \varepsilon_1) + (1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 \cdot t_2 =$$
$$= \omega_3 \cdot i_3'' + (1 - \omega_1 - \omega_2 - \omega_3) C_3 \cdot t_3 + (d_1 + \omega_1 - \varepsilon_1 + R + \omega_2 - \varepsilon_2) \tau_3;$$

Заменим:

$(1 - \omega_1 - \omega_2) C_2 = C_0 - C_в \cdot \omega_1 - C_в \cdot \omega_2;$

$(1 - \omega_1 - \omega_2 - \omega_3) C_3 = C_0 - \omega_1 \cdot C_в - \omega_2 C_в - \omega_3 \cdot C_в.$

Получаем в конечном итоге:

$$\omega_3 = d_1 [\alpha_3 (\alpha_1 \cdot \alpha_2 - \alpha_1 \cdot \beta_2 \cdot C_в + \sigma_2) - \beta_3 \cdot C_в (\alpha_1 + \alpha_1 \cdot \alpha_2 - \alpha_1 \cdot \beta_2 \cdot C_в + \sigma_2) + \alpha_1 \sigma_3 + \sigma_3] +$$
$$+ C_0 [\alpha_3 (\alpha_1 \cdot \beta_2 - \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot C_в + \beta_2) - \beta_3 \cdot C_в (\beta_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1 - \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot C_в + \beta_2) + \beta_1 \cdot \sigma_3 + \beta_3] -$$
$$- (\varepsilon_1 - R)(\alpha_2 \cdot \alpha_3 - \alpha_3 \cdot \beta_3 + \sigma_3) - \alpha_3 \varepsilon_2$$

Откуда находим d_1.

Определим расход греющего пара на многокорпусную выпарную установку.

$$\omega_1 = d_1 \cdot \alpha_1 + C_0 \cdot \beta_1;$$
$$\omega_2 = d_1(*) + C_0(*) - (\varepsilon_1 - R)\alpha_2;$$
$$\omega_3 = d_1(*) + C_0(*) - (\varepsilon_1 - R)(*) - \varepsilon_2 \cdot \alpha_3;$$
$$\dots$$
$$\dots$$
$$\omega_n = d_1(*) + C_0(*) - (\varepsilon_1 - R)(*) - \varepsilon_2(*) - \dots - \varepsilon_{n-1} \cdot \alpha_n.$$

Заменим коэффициенты при величине d на x, коэффициенты при C_0 на y, коэффициенты при ε_1 на z', коэффициенты при ε_2 на z'' и т.д.

$$\omega_1 = d_1 \cdot x_1 + C_0 \cdot y_1;$$
$$\omega_2 = d_1 \cdot x_2 + C_0 \cdot y_2 - (\varepsilon_1 - R)z_2';$$
$$\omega_3 = d_1 \cdot x_3 + C_0 \cdot y_3 - (\varepsilon_1 - R)z_2' - \varepsilon_2 \cdot z_2'';$$
$$\dots$$
$$\dots$$
$$\omega_n = d_1 \cdot x_n + C_0 \cdot y_n - (\varepsilon_1 - R)z_n' - \varepsilon_2 \cdot z_2'' - \dots - \varepsilon_{n-1} \cdot z_n^{(n-1)}.$$

Обозначим:

$$\omega_1 + \omega_2 + \omega_3 + \dots + \omega_n = W_n;$$
$$x_1 + x_2 + \dots + x_n = X_n;$$
$$y_1 + y_2 + \dots + y_n = Y_n;$$
$$z_2' + z_3' + \dots + z_n' = Z_1;$$
$$z_3'' + z_4'' + \dots + z_n'' = Z_2;$$
$$z_4''' + z_5''' + \dots + z_n''' = Z_3.$$

Тогда $W_n = d_1 \cdot X_n + C_0 \cdot Y_n - (\varepsilon_1 - R_1)Z_1 - \varepsilon_2 \cdot Z_2 - \dots - \varepsilon_{n-1} \cdot Z_{n-1};$

Откуда $d_1 = \dfrac{W_n - C_0 \cdot Y_n + (\varepsilon_1 - R_1)Z_1 + \varepsilon_2 \cdot Z_2 + \dots + \varepsilon_{n-1} \cdot Z_{n-1}}{X_n};$

$D = d_1 \cdot G_0$ – общий расход пара.

УПРОЩЕНИЯ РАСЧЁТНЫХ ВЕЛИЧИН

Для упрощения расчётов принимают значения коэффициентов испарения =1, т.е. $\alpha_i = 1$. Произведение 2-х коэффициентов самоиспарения =0, т.е. $(\beta_i \cdot \beta_j) = 0$.

В частном случае:

- Если нет мятого пара – R=0;
- Если нет отбора экстра пара – ε=0;
- Если нет перепуска конденсата из корпуса в корпус – σ=0;
- Если раствор поступает в корпус при температуре кипения – β=0.

Число корпусов	***Величина***
X_n	
1	$X_1 = 1$
2	$X_2 = 2 - \beta_2 \cdot C_в + \sigma_2$
3	$X_3 = 3 - 2\beta_2 \cdot C_в - 2\beta_3 \cdot C_в + 2\sigma_2 + 2\sigma_3$
4	$X_4 = 4 - 3\beta_2 \cdot C_в - 4\beta_3 \cdot C_в - 3\beta_4 \cdot C_в + 3\sigma_2 + 4\sigma_3 + 3\sigma_4$
Y_n	
1	$Y_1 = \beta_1$
2	$Y_2 = 2\beta_1 + \beta_2$
3	$Y_3 = 3\beta_1 + 2\beta_2 + \beta_3$
4	$Y_4 = 4\beta_1 + 3\beta_2 + 2\beta_3 + \beta_4$
Z_1	
1	—
2	$Z_1 = 1$
3	$Z_1 = 2 - \beta_3 + \sigma_3$
4	$Z_1 = 3 - 2\beta_3 - 2\beta_4 + 2\sigma_3 + 2\sigma_4$
Z_2	
1	—
2	—
3	$Z_2 = 1$
4	$Z_2 = 2 - \beta_4 + \sigma_4$
Z_3	
1	—
2	—
3	—
4	$Z_3 = 1$

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ВЫПАРНОГО АППАРАТА

В расчёте необходимо определить поверхность теплообмена.

Определяется из уравнения теплопередачи:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \Rightarrow F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \text{ где}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{конд}} + \sum \frac{\delta_{ст}}{\lambda ст} + \frac{1}{\alpha_{кип}}}, \text{ где}$$

$$\alpha_{конд} = 1{,}34 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^2 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot H \cdot \Delta t}}, \text{ где}$$

H – высота труб (для вертикальной установки) или диаметр трубы (для 1-ой горизонтальной трубы);

Δt – разность температур конденсирующегося пара и стенки.

Коэффициент теплоотдачи в вертикальных трубах при естественной циркуляции:

$Nu = 54 \cdot k^{0,6} \cdot \mathrm{Pr}^{0,3}$ или $\alpha_{кип} = 780 \cdot \dfrac{\lambda^{1/3} \cdot \rho_{ж}^{0,5} \cdot \rho_0^{0,06} \cdot q^{0,5}}{\sigma^{0,5} \cdot r^{0,6} \cdot \rho_0^{0,66} C^{0,3} \cdot \mu^{0,3}}$, откуда

$$Nu = \frac{\alpha_{кип}}{\lambda} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_{ж} \cdot g}};$$

Критерий k: $k = \dfrac{q}{\rho_{пара} \cdot r \cdot \omega_{пуз}} = \dfrac{q}{\rho_n \cdot r^{0,078} \cdot \left(\dfrac{\rho_0}{\rho_n}\right)^{1,1}}$, где

λ – коэффициент теплопроводности раствора;

$\rho_{ж}$ и ρ_n – плотности жидкости и пара;

ρ_0 – плотность пара при атмосферном давлении;

σ – поверхностное натяжение раствора (Н/м);

C – удельная теплоёмкость раствора;

μ – динамическая вязкость;

$\omega_{пуз}$ – произведение среднего диаметра пузырьков, возникающих при кипении, на число пузырьков, образующихся в единицу времени при $p = 0,1 \div 7 МПа$.

При $\mathrm{Pr} = 0,8 \div 100 \rightarrow q = 9 \div 150 \cdot 10^3$.

Скорость раствора на входе в трубы должна быть не менее 2-х м/с.

$Z = \dfrac{G_ц}{W}$ – кратность циркуляции, где

$G_ц$ – количество циркулирующего раствора;

W – количество выпаренной воды.

Для аппаратов с естественной циркуляцией $Z = 20 \div 40$.

ПОРЯДОК РАСЧЁТА ВЫПАРНОГО АППАРАТА

Известно:

Количество корпусов, схема движения, раствор и его физические характеристики, производительность установки (G_0, G_k), концентрация раствора ($в_0$, $в_к$), давление греющего пара, давление пара в конденсаторе ($P_к$), место и количество отбора экстра пара, подогрев раствора до температуры кипения, выпадают ли кристаллы.

Определяют:

Общее количество выпаренной во всей установке воды W;

Количество выпаренной воды по корпусам с учётом отбора экстра пара;

Концентрация раствора по корпусам;

Распределяют ΔP по корпусам, предварительно принимая их равными в каждом корпусе; по данным давлениям определяют температуру насыщенного водяного пара;

Температурные депрессии по корпусам и во всей установке в целом;

Полную разность температур; полезную разность температур; определяют температуру кипения в каждом корпусе;

Коэффициенты теплопередачи по корпусам;

Расход теплоты в каждом корпусе;

Производят распределение полезной разности температур;

Поверхность нагрева;

Производят сравнение принятых давлений и температур с полученными по расчёту (расхождение в пределах 5-10%);

По полученным результатам производят конструктивный расчёт элементов аппарата.

ВЫПАРНВЕ АППАРАТЫ С ПОГРУЖНЫМИ ГОРЕЛКАМИ (АПГ)

Технологическая схема установки погружного горения.

Из бака исходного раствора №1 насосом №2 раствор поступает в уравнительный сосуд №3. Откуда движется в аппарат погружного горения №4. При излишках раствора из бака №3 он перетекает в бак №1. Т.о. поддерживается постоянный уровень. Уровень в АПГ выдерживается с помощью переливного устройства и слив осуществляется в кристаллизатор. Процесс выпаривания происходит за счёт барбатажа, т.е. прохождения пузырьков газов через слой раствора. Топливо и воздух в горелку подаётся в соответствующем соотношении ($\alpha = 1{,}1 \div 1{,}2$). Образующийся выпар (парогазовая смесь) через каплеотделитель №10 поступает в скруббер №11 где орошается технической водой. Вода и конденсат сбрасываются в систему оборотного технического водоснабжения, с последующим охлаждением, а оставшиеся дымовые газы с помощью дымососа №12 сбрасываются в дымовую трубу. Упаренный раствор, имеющий концентрацию выше исходного, собирается в нижней части АПГ и выводится через нижний вентиль в кристаллизатор №5. Там раствор охлаждается при постоянном перемешивании. При охлаждении образуются кристаллы солей раствора. Для интенсивного их образования в кристаллизатор добавляется некоторое количество кристаллов, которые являются актив-

ными центрами кристаллообразования. Эффект выпадения кристаллов связан с пределами растворимости солей в воде при изменении температуры. Из кристаллизатора концентрированный раствор подаётся на центрифугу №6, где происходит отделение соли от маточника. Соли с помощью транспортёра подаются на склад ГП, а маточник насосом №8 перекачивается в расходную ёмкость №9 и далее на повторное использование.

АПГ – это цилиндрический сосуд с коническим днищем и размещённым в нём погружной горелкой – это цилиндрическая труба, футерованная изнутри огнеупорным материалом, который может играть роль катализатора.

АПГ – относятся к современному оборудованию, предназначенному для нагрева и выпаривания растворов кислот минеральных солей и сточных вод, содержащих шламы, взвеси и механические примеси. По принципу действия аппараты характеризуются барботажными процессами, протекающими между продуктами сгорания и жидкостью. Продукты сгорания получают при сжигании газообразного или жидкого топлива в погружных горелках.

Аппараты по конструктивному признаку подразделяются на 4 типа:

- АПГ барботажного типа предназначены для выпаривания малопенящихся и не кристаллизующихся растворов и жидкостей;
- АПГ, расположенной в центральной циркуляционной трубе, предназначены для выпаривания кристаллизующихся растворов;
- Аппараты эрлифтного типа, предназначены для выпаривания пенящихся растворов;
- АПГ, расположенной в вынесенном циркуляционном контуре, предназначены для выпаривания агрессивных сред.

Наибольшее применение получили погружные горелки для сжигания природного газа, состоящие из смесителя газа и воздуха и камеры сжигания этой смеси. Камера сгорания представляет собой металлическую трубу, футерованную внутри огнеупорным материалом. Футеровка кроме огнестойкости обеспечивает равномерность горения топлива по длине камеры. Продукты сгорания из камеры поступают в барботажное устройство, погружённое в раствор на оптимальную глубину, с тем, чтобы равномерно распределять продукты сгорания в виде пузырьков по всему объёму жидкости. Барботажные устройства могут быть выполнены в виде трубы с конусным рассекателем или решётчатой тарелки. Коэффициент избытка воздуха в горелке $1{,}1 \div 1{,}2$. Температура в камере сгорания не превышает $1700 \div 1800^0 C$. При истечении продуктов сгорания из сопла погружной

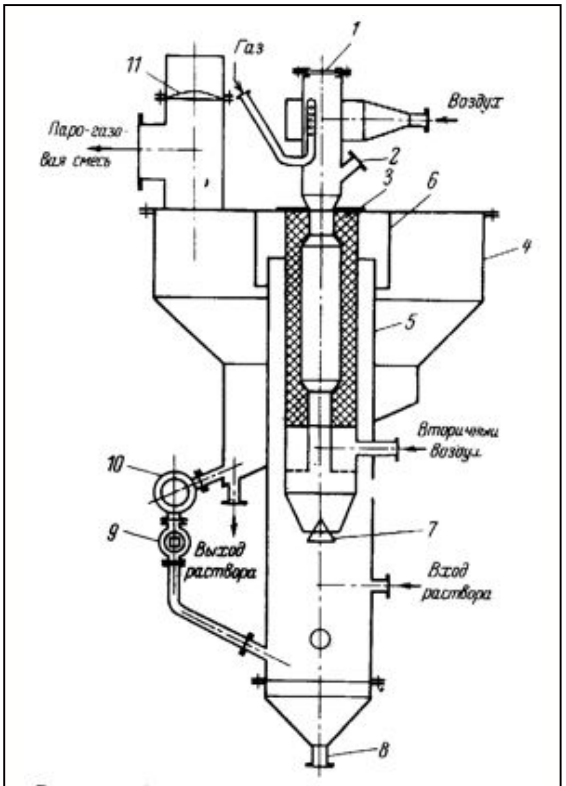


Рис. Аппарат погружного горения эрлифтного типа.

1 — смотровое устройство; *2* — штуцер для электрозапальника; *3* — погружная горелка; *4* — корпус аппарата, состоящий из сепаратора; *5* — внутренний цилиндр для образования кольцевой щели эрлифта; *6* — крышка аппарата с отбойником; *7* — распределитель газового потока; *8* — спускной штуцер; *9* — запорный кран; *10* — дозировочное устройство; *11* — предохранительная разрывная мембрана.

горелки в жидкости образуются газовые пузырьки, которые отдают тепло жидкости и одновременно насыщаются парами воды. Интенсивность процесса тепломассообмена определяется межфазной поверхностью, образовавшейся между газовыми пузырьками и жидкостью, и разностью температур контактируемых потоков. Выпаривание происходит при равновесной температуре, величина которой зависит от температурной депрессии и температуры продуктов сгорания.

Температура продуктов сгорания $t_{пс}$, ^{0}C	**Равновесная температура воды $t_в$, ^{0}C**	**Влагосодержание парогазовой смеси d, м^2/м^3**	**Упругость водяных паров $P_п$, мм рт.ст**
200	47	96	79
300	55	148	117
500	66	282	196
600	70	360	233
850	76	533	301
1000	78	623	328
1200	82	841	385
1500	84,5	1050	425
2000	88	1460	488

Теплопроизводительность, МВт	Производительность по воде, кг/ч	Теплопроизводительность горелок			Основные размеры		Масса, кг
		1 шт.	2 шт.	3 шт.	Диам.	$h_{общ}$, м	
1,0	1150	1,0	–	–	1800	5,0	3100
1,6	1830	1,6	–	–	2200	5,5	3900
2,5	2870	2,5	–	–	2600	6,0	4700
4,0	4590	4,0	–	–	7000	6,8	6800
5,0	5730	5,0	–	–	3200	7,2	7700
6,3	7220	6,3	–	–	3600	7,5	10200
8,0	9170	8,0	4,0	–	3800	8,0	12500
10,0	11460	10,0	5,0	–	3800	8,0	13000
12,5	14330	–	6,3	4,0	3400	7,4	17000
16,0	18340	–	8,0	5,0	3600	7,5	20300
20,0	22930	–	10,0	6,3	3600	7,5	21500
25,0	28660	–	–	8,0	3600	7,5	22400

Отраслевой стандарт на АГП – ОСТ-26-01-74-78.

ПОРЯДОК КОНСТРУКТИВНОГО И ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА АГП

1. $Q_г + Q_в + Q_т + Q_н = Q_{пг} + Q_к + Q_п$, где

$Q_г$ – теплота, получаемая при сгорании топлива в горелке;

$Q_т$ – физическая теплота топлива;

$Q_н$ – теплота, поступающая с исходным раствором;

$Q_{пг}$ – теплота, уходящая с парогазовой смесью;

$Q_к$ – теплота, уходящая с раствором;

$Q_п$ – потери в окружающую среду;

$Q_в$ – физическая теплота поступающего воздуха.

2. $Q_г = V_г \cdot C_г \cdot (t_г - t_{пг}) = W \cdot (h - C_p t_p) + G \cdot C_p \cdot (t_p - t_0)$.

3. Расход топлива в погружной газовой горелке: $B = \frac{Q_г}{Q_н^p}$.

4. Расход воздуха для полного сгорания топлива при $\alpha = 1{,}1 \div 1{,}2$:

$V_в = B \cdot \alpha \cdot V_в^0$

$V_в^0 = [0{,}5(CO + H_2) + 2CH_4 + 3C_2H_4 + 3{,}5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6{,}5C_4H_{10} + 1{,}5H_2S - O_2]\frac{100}{21}/$

5. Количество продуктов сгорания по составляющим:

$V_{CO_2} = 0{,}01[CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + CO_2]$;

$V_{N_2}^{\min} = 0{,}79V_в + 0{,}01N_2^{\min}$;

Минимальный объём сухих продуктов сгорания:

$V_{сух}^{\min} = V_{CO_2} + V_{N_2}^{\min}$;

$V_{сух}^0 = V_{CO_2} + V_{N_2}^{\min} + (\alpha + 1)V_в^0$;

Объём водяных паров:

$V_{H_2O} = 0{,}21[2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + C_5H_{12}] + 1{,}6\alpha \cdot V_в^0$;

Суммарный объём продуктов сгорания:

$V_{д.г.} = V_{сух}^0 + V_{H_2O}^0$

6. Теоретическая температура горения природного газа при полном сгорании топлива без тепловых потерь:

$t_г = \frac{Q_н^p + h_г + h_в}{\sum VC_p}$.

7. Энтальпия продуктов полного сгорания газообразного топлива: $h = V_{д.г.} \cdot C_{д.г.} \cdot t_{д.г.} = V_{CO_2} \cdot C_{CO_2} \cdot t_{д.г.} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O} \cdot t_{д.г.} + V_{N_2} \cdot C_{N_2} \cdot t_{д.г.}$.

8. Объёмный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки: $V_{д.г.} = B \cdot V_{д.г.}^0$.

9. Скорость истечения дымовых газов погружной горелки: $\omega = \frac{V_{д.г.}}{3600 \cdot 0{,}785 \cdot d_c^2}$.

10. Оптимальная глубина погружения горелки:

$h_{опт} = 85D\frac{D/d_c^2}{\mathrm{Re}_{ист}}$, где $\mathrm{Re}_{ист} = \frac{\omega \cdot d_c}{\nu_г}$, а

D – диаметр аппарата,

d_c – диаметр сопла.

11. Барботаж газового потока в жидкости: $\mathrm{Re}_г = \frac{\omega_a \cdot D}{\nu_г}$, где

$\omega_a = \frac{V_{д.г.}}{3600 \cdot 0{,}375 \cdot D^2}$ – приведенная скорость газового потока поперечно сечению аппарата.

12. Влагосодержание дымовых газов: $d_{пг} = u\left(\frac{273 + t_г}{273 + t_p}\right)^n$, где n – показатель степени;

$u = 108$ – для воды; $u = 100$ – для растворов H_2SO_4; $u = 112$ – для растворов минеральных солей.

13. Критерий парового напряжения:

$$Пq = \frac{q \cdot D^2}{\lambda_г \cdot \Delta t_{ср}} = 0{,}01 \mathrm{Re}_г^{1{,}25} \left(\frac{h}{D} \right)^{1{,}25}.$$

14. Удельное объёмное тепловое напряжение: $q = \frac{\Delta t_{ср} \cdot Пq \cdot \lambda_г}{D^2}$.

15. Средний температурный напор: $\Delta t_{ср} = \frac{(t_г - t_{пг}) - (t_{пг} - t_р)}{\ln \frac{t_г - t_{пг}}{t_{пг} - t_р}}$.

16. Объём раствора в аппарате определяется по тепловой нагрузке: $V_р = \frac{Q_г}{q}$.

17. Полный объём аппарата: $V_а = \frac{V_р}{\eta}$, где

$\eta = 0{,}6$ – коэффициент загрузки аппарата.

РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ КОЛОННЫ

Дистилляция – это процесс разделения смеси с полной конденсацией паров.

Ректификация – это процесс разделения смеси с частичной, многократной конденсацией образующихся паров.

Принцип разделения смесей основан на том, что при кипении смеси образуются пары, в которых концентрация низкокипящего компонента больше, чем в исходной смеси.

Физико-химические свойства смесей.

Из 2-х компонентов бинарных смесей один является низкокипящим (летучим), второй – высококипящим (нелетучим).

Все смеси делят на 3 группы:

1. ***Смеси с взаимно-нерастворимыми компонентами;***
2. ***Смеси с взаимно-растворимыми компонентами;***
3. ***Смеси с частично-растворимыми компонентами.***

К 1-ой группе относятся бензол-вода, ртуть-вода. Эти смеси подчиняются *закону Дальтона*: давление газовой смеси равно сумме парциальных давлений составляющих смесь.

Например: Смесь (Бензол-Вода).

Парциальное давление воды 225 мм рт.ст.

Парциальное давление бензола 535 мм рт.ст.

- Парциальное давление не зависит от содержания составляющих в жидкой фазе;
- Температура кипения смеси меньше температуры кипения летучего компонента;
- Температура смеси не зависит от содержания летучего компонента в этой смеси.

Рассмотрим пары, занимающие объём смеси и имеющие температуру смеси:

Бензол – $P_б^* \cdot V_{см} = G_б \cdot R_б \cdot T_{см}$,

Вода – $P_в^* \cdot V_{см} = G_в \cdot R_в \cdot T_{см}$, где

$R = \frac{8314}{\mu}$, тогда $\frac{G_б}{G_в} = \frac{P_б^*}{P_в^*} \cdot \frac{\mu_б}{\mu_в} = \frac{535 \cdot 78}{225 \cdot 18} = 10{,}4$.

Вывод: в парах на каждый килограмм воды приходится около 10 кг бензола.

Чем выше давление, тем выше количество компонентов в парах.

Обычно для расчётов процесса разделения смеси используется метод диаграмм. Одной из таких диаграмм – является диаграмма равновесия. Она показывает соотношение между количеством летучего компонента в парах (у) и в жидкости (х).

Содержание летучего компонента в жидкости не оказывает влияния на его содержание в парах.

т.а – азиотропическая точка, она соответствует концентрации летучего компонента одинаково и для паров и для жидкой фазы.

2-ая группа: спирт-вода. Смеси этого типа подчиняются *закону Рауля*: парциальное давление пара каждого компонента в паровой фазе над кипящей смесью равно давлению насыщенного пара этого компонента кипящего в чистом виде и при той же температуре, умноженную на молекулярную долю данного компонента в жидкой фазе.

Молекулярная доля – это отношение числа молей компонента к числу молей смеси: $X_а = \frac{\frac{а}{\mu_а}}{\frac{а}{\mu_а} + \frac{в}{\mu_в}}$ и $X_в = \frac{\frac{в}{\mu_в}}{\frac{в}{\mu_в} + \frac{а}{\mu_а}}$, где

а – летучий компонент;

в – нелетучий компонент;

$\mu_а$ и $\mu_в$ – молекулярная масса летучего и нелетучего компонентов;

а и в –весовое содержание компонента в смеси.

Из закона Рауля $\Rightarrow$ $P_а^* = P_а \cdot X_а$ и $P_в^* = P_в \cdot (1 - X_а)$.

$P = P_а^* + P_в^* \Rightarrow X_а = \frac{P - P_в}{P_а - P_в}$, тогда $y = \frac{P_а \cdot X_а}{P}$.

t	a_m	a_n	x	y
100	0	0	0	0
98	2	9		
95	5	17		
…	…	…	…	…
78	100	100	1	1

Для расчёта процесса ректификации используется фазовая диаграмма.

т.1 – соответствует жидкой фазе;

т.2 – начало процесса кипения;

т.3 – соответствует влажному насыщенному пару до т.4;

т.4 – после неё – перегретый пар.

3-я группа: фенол-вода.

СПОСОБЫ ПЕРЕГОНКИ СМЕСЕЙ

1. Однократное испарение;
2. Простая дистилляция;
3. Ректификация.

Схема однократного испарения.
Простая дистилляция.
Ректификация.

Флегма – та часть готового продукта, которая возвращается в колонну.

Конструкции самих тарелок могут быть колпачковые, сетчатые, насадочные и т.д.

В кубе-нагревателе находится чистый высококипящий компонент с небольшим содержанием летучего (1-2% спирта, остальное – вода). В куб-нагреватель подводится теплота в виде пара, вода при этом кипит (температура кипения 98^0С). Из этих 2% спиртов образуются пары, содержащие 9% спирта. Пар поднимается вверх через паровой патрубок и ударяется в колпачок, который служит для направления пара через жидкость и барбатирует через жидкость, лежащую на тарелке. При этом температура жидкости на тарелке ниже температуры пара, который поступает на тарелку (95^0С). Часть пара конденсируется при этой температуре (конденсируется в первую очередь нелетучий компонент, т.е. вода). Вода подмешивается к жидкости, лежащей на тарелке. При конденсации выделяется скрытая теплота парообразования. Потерь тепла в окружающую среду нет, поэтому всё тепло идёт на испарение жидкости с тарелки. Образующийся пар подмешивается к общему потоку. На тарелке флегма обогащается нелетучим компонентом, но за счёт перетока флегмы с верхней тарелки концентрация спирта на первой тарелке поддерживается на уровне 9%. Пар обогатился летучим компонентом и имеет концентрацию 17%.Температура пара 95^0С. Далее пар поступает на вторую тарелку и происходит то же самое, а концентрация спирта на тарелке становится равной 17%, а в парах 25% и т.д. На последней тарелке температура кипения смеси 78^0С, т.е. кипит чистый спирт.

1. В одном аппарате бинарная смесь разделяется на летучие и нелетучие компоненты;
2. Тепло конденсации полезно используется и идёт на парообразование.

ПРОЦЕССЫ В РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ И ИХ ИЗОБРАЖЕНИЕ В ДИАГРАММАХ

Рассмотрим процессы тепломассообмена, происходящие в верхней части колонны; тарелки, которые имеют лишь по одному колпачку (в реальных колоннах их бывает до 30).

Флегма (жидкая бинарная смесь), параметры которой определяются (т.11) на фазовой диаграмме, имеет концентрацию по летучему компоненту (X_{11}) и подаётся по патрубку (а) в колонну из дефлегматора. В колонне флегма вступает в тепломассообмен с паром, состояние которого определяется (т.8) – этот пар поступает из последней тарелки. В результате образуется влажный пар или смесь (состояние в (т.C_1)). Эта смесь сепарируется на сухой пар (т.10), который уходит в дефлегматор через патрубок (б), а флегма (т.9) опускается вниз по перепускному патрубку на 2-ую сверху тарелку, где вступает в тепломассообмен с паром (состояние в (т.6)). В результате образуется смесь (т.C_2). После разделения этой смеси флегма (т.7) и пар (т.8) и т.д.

Т.о. по мере опускания вниз содержание летучего компонента в флегме уменьшается, а пары, поднимающиеся по колонне вверх, вступающие в контакт с флегмой, обогащаются летучим компонентом. В этом и состоит принцип ректификации.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ТАРЕЛОК ПРИ РЕКТИФИКАЦИИ БИНАРНЫХ СМЕСЕЙ

Графоаналитический метод, используемый для определения числа тарелок в ректификационной колонне, предусматривает ряд допущений:

1. Предполагается, что смесь вводится в колонну подогретой до температуры кипения жидкости на тарелке, на которую поступает смесь и за счёт тепла, выделяющегося при конденсации 1-ого моля пара испаряется 1 моль жидкости. При этом количество молей пара поднимающегося по колонне вверх и количество флегмы, стекающей вниз, остаётся постоянным для всех тарелок, изменяется лишь состав пара и флегмы;
2. Принимается, что конденсат в дефлегматоре имеет тот же состав, что и пар, поднимающийся с верхней тарелки колонны;
3. Теплота, необходимая для парообразования подводится к основанию колонны с помощью глухого пара так, что конденсат греющего пара не разжижает жидкости в нижней части колонны.

Для расчёта примем следующие обозначения:

X_n и X_m – молекулярное процентное содержание летучего компонента в жидкости на данной тарелке колонны в верхней части (X_n) и в нижней (X_m) (нумерация тарелок идёт сверху вниз);

Y_n и Y_m – молекулярное процентное содержание летучего компонента в парах, поднимающегося n-ой тарелки.

Должны быть заданы величины:

X_F и X_d – молекулярное процентное содержание летучего компонента в готовом продукте (X_d) и в исходной смеси (X_F);

R – число молей флегмы, поступающей в верхнюю часть колонны;

R' – число молей флегмы, поступающей в нижнюю часть колонны;

W – количество кубового остатка в молях, т.е. то что удаляется из колонны;

V – число молей пара, выходящего из последней тарелки колонны.

Все параметры рассчитываются на 1 моль готового продукта.

Для упрощения расчётов необходимо составить схему колонны с указание всех материальных потоков.

Пар в количестве (V) с концентрацией (y_2) поступает со 2-ой тарелки на 1-ую. С 1-ой тарелки на 2-ую спускается флегма в количестве R с концентрацией (x).

Для верхней тарелки согласно схеме при отсутствии потерь можно записать уравнение материального баланса так:

$V \cdot y_2 + R \cdot x_d = V \cdot y_1 + R \cdot x_1$ (1), где

$y_1 = x_d$ – по допущениям;

$V = R + D = R + 1 \Rightarrow (R+1) \cdot y_2 = R \cdot x_1 + R \cdot x_d$ (2),

Откуда $y_2 = \frac{R}{R+1} \cdot x_1 + \frac{x_d}{R+1}$.

В общем случае для любой тарелки:

$y_{n+1} = \frac{R}{R+1} \cdot x_n + \frac{x_d}{R+1}$ или $y_{n+1} = A \cdot x_n + B$ – уравнение прямой линии, где выражение y_{n+1} – уравнение рабочей линии для верхней части колонны.

Уравнение для нижней части колонны:

$V \cdot y + R' \cdot x_{m-1} = R' \cdot x_W + V \cdot y_m$ (4), где

$y = x_W$, $R' = R + F$ и $V = R + 1$.

$(R+1) \cdot x_W + (R+F) \cdot x_{m-1} = (R+1) \cdot y_m + (R+F) \cdot x_W$,

Обозначив $\frac{R+1}{R+F} = A'$ и $\frac{F-1}{R-1} \cdot x_W = B'$, получаем

$x_{m-1} = A' \cdot y_m + B'$ – уравнение прямой линии.

Линия NF – рабочая линия для верхней (укрепляющей) части колонны;

Линия FW – линия концентрации для нижней части колонны.

n_m – теоретическое число тарелок;

$n_д = n_m / \eta_m$ – действительное число тарелок;

η_m – КПД тарелки (можно принимать $\eta_m \cong 0{,}5$);

$\mu_ж$ – средняя вязкость жидкости по колонне;

α – относительная летучесть;

$\lg\alpha = 9 \cdot \frac{T_в - T_а}{T_в + T_а}$, где

$T_в$ и $T_а$ – абсолютная температура нелетучего и летучего компонентов;

$\mu_ж = \mu_а \cdot \frac{a_{ср}}{100} + \mu_в \cdot \frac{100 - a_{ср}}{100}$;

Для спирта $\mu_а = 46$, для воды $\mu_в = 18$;

$a_{ср}$ – средневесовая концентрация летучего компонента по колонне;

$a_{ср} = \frac{a_W + a_d}{2}$.

При определении числа тарелок надо знать флегмавое число R. Если его изменять, то будет меняться положение рабочих линий. Если $R = \infty$, отбор дистиллята, т.е. готового продукта не производится и рабочая линия NF совпадёт с диагональю, тогда говорят, что колонна работает сама

на себя. Движущая сила процесса, определяемая отрезком $F'F''$ будет максимальной.

С уменьшением R – уменьшается движущая сила процесса, а она определяется расстоянием между рабочей линией и равновесной линией. Дальнейшее уменьшение R ведёт к совпадению (т.F) с (т.F). Это положение рабочей линии соответствует минимальному значению R, т.е. обозначается $R_{\min}$. Рабочее значение: $R = (1{,}2 \div 2{,}5) \cdot R_{\min}$.

При $y_d = x_d$: $tg\beta = \dfrac{R_{\min}}{R_{\min} + 1} \Rightarrow R_{\min} = \dfrac{x_d - y_F}{y_F - x_F}$.

МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Обычно заданы весовые содержания летучего компонента во всех элементах колонны (a_F, a_W, a_d), также известна одна из следующих величин (G_W, G_F, G_d).

$$\begin{cases} G_F = G_d + G_W, \\ G_F \cdot a_d = G_d \cdot a_d + G_W \cdot a_W \end{cases}$$

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Результатом расчёт теплового баланса является определение расхода греющего пара. Д.б. известны: весовые содержания летучего компонента (a_F, a_W, a_d); из материального баланса (G_F, G_W, G_d); температуры кипения (t_F, t_W, t_d).

Определяются теплоёмкости компонентов C_a и $C_в$; скрытая теплота парообразования r_a и $r_в$. Выбирается флегмавое число как: $R = (1{,}2 \div 2{,}5) \cdot R_{\min}$. Находится энтальпия пара и энтальпия конденсата (i_n, τ).

$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6$.

Q_1 – теплота, поступающая с исходной смесью;

Q_2 – теплота, поступающая с греющим паром;

Q_3 – теплота, поступающая с флегмой;

Q_4 – теплота уходящая из колонны с флегмой;

Q_5 – теплота уходящая из колонны с кубовым остатком;

Q_6 – потери в окружающую среду.

$Q_1 = G_F \cdot C_F \cdot t_F$,

где $C_F = C_a \cdot \dfrac{a_F}{100} + C_в \cdot \dfrac{100 - a_F}{100}$ – закон аддитивности;

t_F – температура кипения смеси (определяется по таблице).

$Q_2 = D(i_n - \tau)$.

$Q_3 = G_d \cdot C_d \cdot t_d \cdot R$,

где $C_d = C_a \cdot \dfrac{a_d}{100} + C_в \cdot \dfrac{100 - a_d}{100}$;

t_d – определяется по таблице.

$$Q_4 = G_d \cdot (R+1) \cdot C_d \cdot t_d + G_d \cdot (R+1) \cdot r_d,$$

где $r_d = r_a \cdot \frac{a_d}{100} + r_в \cdot \frac{100 - a_d}{100}$.

$Q_5 = G_W \cdot C_W \cdot t_W$.

Потери в окружающую среду можно определить 2-я способами:

1. $Q_6 = 5\% Q_{общ.потр.}$;
2. По полному сечению.

РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В ДЕФЛЕГМАТОРЕ

$$Q_d = W_1 \cdot (t_2'' - t_2') \cdot C_в = G_d \cdot R \cdot \left(r_a \cdot \frac{a_d}{100} + r_в \cdot \frac{100 - a_d}{100} \right),$$

где t_2'' и t_2' – задаются.

Для конденсатора-холодильника:

$Q_k = W_2 \cdot (t_2'' - t_2') \cdot C_в = G_d \cdot \left[r_d + C_d \cdot \left(t_d' - t_d'' \right) \right]$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ КОЛОННЫ

$H_{кн}$ – высота куба-нагревателя;

$H_т$ – высота тарельчатой части;

H_c – высота сепарационного пространства.

$H = H_{кн} + H_т + H_c$.

При этом $H_т = h \cdot (n_т - 1)$,

где h – расстояние между тарелками.

Есть стандартный ряд h, мм: 200, 250, 300, 350, 400, 500 и т.д.

Чем больше h, тем лучше идёт процесс ректификации, но это увеличивает высоту колонны и затраты на капитальное строительство колонны.

Величина H_c принимается в диапазоне $(0{,}5 \div 1)$м.

$H_{кн}$ определяется так, что расстояние от зеркала жидкости в кубе-нагревателе до нижней тарелки должна быть $(1 \div 2)$м.

По объёму куб-нагреватель должен быть таким, чтобы в нём помещались нагревательные трубы, а жидкости должно хватать на $(5 \div 10)$ минут работы колонны.

Общая высота колонны (для смеси спирт-вода) $\cong 8$ метров.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА КОЛОННЫ

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi \cdot \omega}},$$

где V – секундный объём паров, движущихся по колонне, м/с;

ω – рабочая скорость, $\omega = (0{,}8 \div 0{,}9)\omega_{п.пред.}$;

$\omega_{п.пред.}$ – определяется из графика;

$$\rho_n = \frac{\rho_{па} - \rho_{пв}}{2}.$$

По найденному значению диаметра из каталога выбирается ближайший больший.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТАРЕЛКИ

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4,$$

где ΔP_1 – сопротивление сухой тарелки,

$$\Delta P_1 = \xi \cdot \frac{\rho_n \cdot \omega_n^2}{2};$$

ΔP_2 – перепад давления, который обусловлен силами поверхностного натяжения жидкости,

$$\Delta P_2 \; \Delta P_2 = 2\sigma\left(\frac{1}{l} + \frac{1}{в}\right),$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения;

l – высота прорези, $(20 \div 50)$мм;

$в$ – ширина прорези, $(4 \div 10)$мм.

ΔP_3 – изменение статического давления за счёт трения в прорезях колпачка.

ΔP_4 – изменение статического давления за счёт уровня жидкости над прорезью колпачков.

$$\Delta P_3 + \Delta P_4 = \rho_{ж} \cdot g\left(\frac{l}{2} + h_{прор.}\right),$$

где $h_{прор.}$ – высота жидкости над прорезью колпачка, $(30 \div 40)$мм;

$$h_{прор.} > 1{,}8\frac{\Delta P}{\rho_{ж} \cdot g}.$$

КОНСТРУКЦИИ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

1. Тарельчатые;
2. Насадочные;
3. Роторные.

ПРИМЕР РАСЧЁТА РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ (фрагмент)

Определить число тарелок для разделения смеси CS_2 и CCl_4 от начальной концентрации низкокипящего (CS_2) компонент $(a_F = 30\%)$ до конечной концентрации $(a_d = 90\%)$. В кубовом остатке $a_W(CS_2) = 1\%$.

Из литературы по данным смеси CS_2-CCl_4 выбирается упругость паров каждого компонента.

T, ^{0}C	$P_а(CS_2)$, мм рт.ст.	$P_в(CCl_4)$, мм рт.ст.
40	617	215
45	726	262

50	855	316
55	1001	376
60	1169	449
65	1348	535
70	1561	622
75	1793	727
80	2033	843

P=760 мм рт.ст. – давление при нормальных условиях.

T, ^{0}C	Содержание CS_2 в жидкой фазе. $x = \frac{P - P_a}{P_a - P_в}$	Содержание CS_2 в парах. $y = \frac{P_a \cdot x}{P}$
40	$x = \frac{760 - 215}{617 - 215} = (1{,}355)$	$y = \frac{617 \cdot 1{,}355}{760} = (1{,}101)$
45	(1,073)	(1,025)
50	0,823	0,926
55	0,614	0,809
60	0,432	0,664
65	0,277	0,491
70	0,147	0,302
75	0,031	0,073
80	(-0,07)	(-0,187)

Далее пересчитывается весовая доля в мольную, т.е. a_F в x_F.

x_F =

x_d =

x_W =

Строится равновесная диаграмма по последней таблице и определяется теоретическое и действительное число тарелок.

СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ. НАЗНАЧЕНИЕ И ВИДЫ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ

При обезвоживании в материале могут происходит происходить структурно-механические, реалагоческие, биологические, биохимические процессы, способствующие повышению прочности материала (дерево, кирпич), увеличению теплоты сгорания (уголь, торф), уменьшению массы и объёма материала, удлинению сроков хранения.

Среди существующих методов выделяют физико-химический, механический и тепловой.

Физико-химический – удаление влаги путём соприкосновения материала с гигроскопическими веществами (хлористый кальций, селикогель). Этот метод используется в малогабаритных производствах или в лабораторных условиях.

Механический – процесс разделения системы жидкость - твёрдое тело происходит под действием механических сил (давление, гравитационные, центробежные).

Тепловой – удаление влаги с подводом теплоты.

Механическое обезвоживание – разделение гетерогенных систем или суспензий до влажности 5÷7%.

Для этого (для разделения суспензий) по способу создания и движущей силы процессы делят на 4 группы:

1. Отстойник.
2. Вакуум-фильтры (перепад давления от 0,02 до 0,07 МПа).
3. Отстойные или фильтрующие центрифуги (перепад давления от 0,1 до 0,3 МПа).
4. Фильтры, работающие под давлением до 1 МПа.

Сушка – совокупность тепловых и массообменных процессов, происходящих внутри влажного материала (внутренняя задача сушки) и за пределами поверхности (внешняя задача сушки). Знание свойств сушки материала позволяет выбрать рациональный метод и режим сушки.

Все сушильные материалы классифицируют:

1. Капиллярно-пористые;
2. Коллоидные;
3. Капиллярно-пористые коллоидные.

1-ая группа: при обезвоживании почти не изменяют свои размеры, при глубоком обезвоживании и механическом воздействии они могут быть превращены в дисперсные материалы (обожжённые керамические материалы, активированный уголь, песок).

2-ая группа: при изменении содержания в них влаги существенно изменяют геометрические размеры, сохраняя эластичные свойства (желатин, мучное тесто).

3-ья группа: эластичны, способны к набуханию при увлажнении и усыхании при обезвоживании. Большинство влажных материалов относятся к этой группе (торф, ткани, кожа, древесина).

Свойства влажных материалов, а также скорость процессов переноса в них зависят от форм связи влаги с материалом.

Согласно классификации, в основу положена энергия связи влаги с материалом, выделяют по порядку убывания энергии связи три формы: химическую, физико-химическую, физико-механическую.

Адсорбционная влага – это влага адсорбционного пара из окружающей поверхностью в порах, пустотах, капиллярах составляющих скелет вещества.

Осмотическая влага – это влага за счёт осмотического давления, вызывающая избирательную диффузию влаги из окружающей среды через полупроницаемую оболочку.

Микрокапилляры – в них длина свободного пробега молекул много меньше диаметра капилляра.

Существует 2 вида сушки:

1. Естественная – за счёт тепла естественного окружающего воздуха, требующая больших площадей, длительности времен и зависит от атмосферного воздействия и времени года.
2. Искусственная – происходит в специальных камерах с подачей в них сушильного агента, который забирает влагу из материала. В качестве сушильного агента используют воздух, смесь

дымовых газов с воздухом, пар (в т.ч. перегретый) и минеральные масла.

В зависимости от способа подвода теплоты различают следующие сушильные установки:

1. Конвективные;
2. Кондуктивные;
3. Терморадиационные;
4. Электромагнитные;
5. Комбинированные.

Испарение влаги создаёт перепад влагосодержания между внутренними и поверхностными слоями, что вызывает непрерывное движение влаги в направлении поверхности.

Количество влаги можно определить из уравнения:

$$\frac{W}{F\cdot\tau}=\frac{760}{B}\cdot\beta\cdot\left(P_{п}-P_{в}\right),\ \frac{кг}{м^2\cdot ч},$$

где F – поверхность испарения; τ – время; B – барометрическое давление в мм рт. ст.; β – коэффициент испарения, зависящий от скорости воздуха; $P_{п}$ – давление насыщенного пара у поверхности материала; $P_{в}$ – парциальное давление паров в воздухе, которые омывают поверхность.

Свободная поверхность – та поверхность смачивания, которая позволяет влаге, находится на её поверхности.

При испарении жидкости со свободной поверхности определяется коэффициент теплоотдача: $Nu=\frac{\alpha\cdot d}{\lambda}=Nu_0+A\cdot\mathrm{Re}^{n}\cdot\mathrm{Pr}^{0,23}\cdot Gu^{0,175}$,

где $Gu=\frac{T^{c}-T^{м}}{T^{м}}$, где T^{c} и $T^{м}$ – температуры сухого и мокрого термометров.

Если $\omega=0$, то $Nu=Nu_0=2$.

Соотношение между влажность и массой пара.

Существует 2 понятия влажности материала:

1. На общую массу – $\omega^{0}=\frac{W}{G_0}\cdot 100\%=\frac{W}{G_{сух}+W}\cdot 100\%$, в пределах $\left[0\div 100\right]\%$;
2. На сухую массу – $\omega^{c}=\frac{W}{G_{сух}}\cdot 100\%$, в пределах $\left[0\div\infty\right]$.

Из материального баланса следует: $W=W_1-W_2=G_1-G_2$,

где W – количество влаги, испарённой со свободной поверхности;

W_1 – влага в материале до сушки;

W_2 – влага в материале после сушки.

$$W=\frac{G_1\cdot\omega_1^{0}}{100}-\frac{G_2\cdot\omega_2^{0}}{100}.$$

Обычно задаются: ω_1^{0}, ω_2^{0}, G_1 либо G_2.

$$\frac{W}{G_1} = 1 - \frac{G_2}{G_1};$$

$$G_{сух} = \frac{G_1 \cdot \left(100 - \omega_1^0\right)}{100} = \frac{G_2 \cdot \left(100 - \omega_2^0\right)}{100};$$

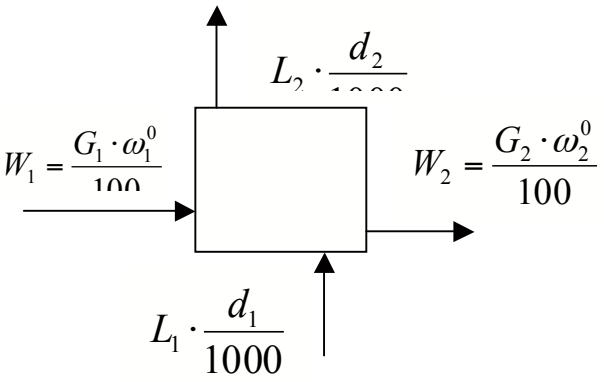
$$G_1 \cdot \left(100 - \omega_1^0\right) = G_2 \cdot \left(100 - \omega_2^0\right);$$

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{100 - \omega_1^0}{100 - \omega_2^0};$$

$$\frac{W}{G_1} = 1 - \frac{100 - \omega_1^0}{100 - \omega_2^0};$$

$$W = G_1 \cdot \frac{\omega_1^0 - \omega_2^0}{100 - \omega_2^0} = G_2 \cdot \frac{\omega_1^0 - \omega_2^0}{100 - \omega_1^0};$$

$$W = G_1 \cdot \frac{\omega_1^c - \omega_2^c}{100 - \omega_1^c} = G_2 \cdot \frac{\omega_1^c - \omega_2^c}{100 - \omega_2^c};$$



Количество воздуха и тепла, идущего на испарение влаги:

$$\frac{G_1 \cdot \omega_1^0}{100} + L_1 \cdot \frac{d_1}{1000} = \frac{G_2 \cdot \omega_2^0}{100} + L_2 \cdot \frac{d_2}{1000} \Rightarrow L = L_1 = L_2$$

$$L \cdot \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{G_1 \cdot \omega_1^0}{100} - \frac{G_2 \cdot \omega_2^0}{100} = W;$$

$$\frac{W}{L} = \frac{d_2 - d_1}{1000}.$$

Если обозначить

$\frac{W}{L} = l$, тогда

$l = \frac{1000}{d_2 - d_1}$ – удельный расход воздуха на кг испарённой жидкости.

$$q = l \cdot \left(I_2 - I_1\right) = 1000 \cdot \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}.$$

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС СУШКИ

Теоретической сушилкой называется воображаемая сушилка, в которой происходит предварительный нагрев сушильного агента в выносном подогревателе, в котором нет потерь в окружающую среду, потерь с материалом, с транспортными установками, а температура материала равна 0^0C.

$Q_{вп}$ – теплота выносного подогревателя.

$L_0 \cdot I_0 + Q_{вп} = L_1 \cdot I_1 = L_2 \cdot I_2,$

Т.к. $L = L_1 = L_2 \Rightarrow I_2 = I_1$, где I – теплосодержание.

AB – процесс подогрева в выносном подогревателе;
BC – процесс сушки.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ВОЗДУХЕ С ПАРОВЫМ ПОДОГРЕВАТЕЛЕМ

В расходную часть теплового баланса входят следующие параметры: $q_1 + q_2 + q_м + q_{тр} + q_5$.

q_1 – тепло, полезно используемое и идущее на испарение влаги из материала.

$q_1 = i_п - i_в$,

$i_в = C_в \cdot t_в$;

$i_п = (595 + 0{,}47 \cdot t_п)$, $\frac{ккал}{кг}$ или $i_п = 2493 + 1{,}97 \cdot t_п$, $\frac{кДж}{кг}$.

q_2 – потеря теплоты с уходящим сушильным агентом.

$q_2 = l \cdot C_{возд}(t_2 - t_0)$ или $Q_2 = q_2 \cdot W$

$C_{возд} = 0{,}24 + 0{,}47 \cdot \frac{d_0}{1000}$, $\frac{ккал}{кг \cdot К}$ или $C_{возд} = 1{,}01 + 1{,}97 \cdot \frac{d_0}{1000}$, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$.

Для воздуха при н.у. $d_0 = 10...12$.

$q_м$ – потери материала с материалом.

$q_м = \frac{G_2}{W} \cdot C_м \cdot (\Theta_{м2} - \Theta_{м1})$,

где $\Theta_м$ – температура материала,

$C_м = \frac{C_{сух.м} \cdot (100 - \omega_2^c) + C_в \cdot \omega_2^c}{100}$,

Если противоток: $\Theta_{м1} = t_2$ и $\Theta_{м2} = t_1$;

Если прямоток: $\Theta_{м1} = t_1$ и $\Theta_{м2} = t_2$.

$q_{тр}$ – потери тепла с транспортом.

$q_{тр} = \frac{G_{тр}}{W} \cdot C_{тр} \cdot (\Theta_{тр2} - \Theta_{тр1})$,

$C_{тр} = \frac{G_м \cdot C_м + G_{дер} \cdot C_{дер}}{G_м + G_{дер}}$,

$G_м + G_{дер}$ – суммарный вес металла и дерева.

Если противоток: $\Theta_{тр1} = t_2$ и $\Theta_{тр2} = t_1$;

Если прямоток: $\Theta_{тр1} = t_1$ и $\Theta_{тр2} = t_2$.

q_5 – потеря теплоты в окружающую среду.

$q_5 = k \cdot F \cdot \Delta t / W$,

где F – поверхность аппарата,

Δt – температура между поверхностью аппарата и окружающим воздухом.

Обычно q_5 принимаю 10…15% от суммы всех других потерь.

В приходную часть теплового баланса включают $q_{вп}$ и $q_{доп}$.

КПД сушильной камеры: $\eta_{с.к.} = \dfrac{q_1}{q_1 + q_2 + q_м + q_{тр} + q_5} \cdot 100\%$

КПД сушильной установки: $\eta_{с.у.} = \dfrac{q_1}{q_1 + q_2 + q_м + q_{тр} + q_5 + q_{5вп} + q_{5к}} \cdot 100\%.$

$q_{5к}$ – потери тепла в окружающую среду с конденсатом.

$q_{5вп} = q_{вп} \cdot (1 - \eta_{вп})$,

$\eta_{вп} = (95 \div 97)\%$;

$q_{5к} = \dfrac{D}{W} \cdot i_k$,

$D = \dfrac{Q^{"}}{i_{гр.п.} - i_k}$,

$Q^{"} = Q_{вн} + Q^{'}$

$Q^{'} = Q_{вп}(1 - \eta_к) \cdot W$.

ВНУТРЕННИЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС СУШИЛЬНОЙ КАМЕРЫ (без учёта воздуха, как теплоносителя)

Приход: $q_{доп} = q_{вл}^{м}$.

Расход: $q_м + q_{тр} + q_5$.

Обозначим через Δ разность между приходом и расходом.

$\Delta = Q_{прих} - Q_{расх}$, тогда $\Delta = q_{доп} + C_в t_в - (q_м + q_{тр} + q_5) = l \cdot (I_2 - I_1)$.

Разность Δ может иметь 3 случая:

1. $\Delta = 0$, $l \neq 0$, значит $I_2 = I_1$.
2. $\Delta < 0$, $l \cdot (I_2 - I_1) < 0$ или $\dfrac{\Delta}{l} = I_2 - I_1$, т.е. $I_2 < I_1$.
3. $\Delta > 0$, $\dfrac{\Delta}{l} = I_1 - I_2$, т.е. $I_2 > I_1$.

$BC^{"}$ – линия сушки для случая $\Delta > 0$.

$BC^{'}$ – линия сушки для случая $\Delta < 0$.

BC – линия сушки для случая $\Delta = 0$.

ОСНОВНЫЕ ПЕРИОДЫ ПРОЦЕССА СУШКИ

ω – относительная влажность;

$\omega_{кр}$ – критическая влажность;

$\omega_г$ – гигроскопическая влажность;

$\omega_р$ – равновесная влажность;

τ_0 – период подогрева;

τ_1 – период постоянной скорости сушки;

τ_2 – период падающей скорости сушки.

Скорость сушки – изменение относительной влажности во времени.

т. C' (как и т. C) – называется критической ($\omega_{кр} > \omega_{г}$), т.к. при сушке влажность внутренних слоёв больше чем на поверхности. $\omega_{кр}$ зависит от толщины материала, от режима сушки, от скорости и параметров сушильного агента.

Период τ_1 соответствует удалению свободной влаги; τ_2 соответствует удалению связанной влаги.

Равновесная влага материала является функцией относительной влажности и температуры воздуха, она соответствует $\varphi = 100\%$ и называется гигроскопической. Если $\varphi < 100\%$ – называется равновесной, при этом парциальное давление водяного пара над материалом находится в равновесии с парциальным давлением пара окружающего воздуха.

т. C' (как и т. C) соответствуют началу удаления из материала связанной влаги и поэтому называются критическими.

СУШКА МАТЕРИАЛА ТОПОЧНЫМИ ГАЗАМИ

Количество сухого газа при сжигании твёрдого топлива:

$$G_{с.г.} = 1 + \alpha \cdot L_0 - \frac{9H^p + A^p - W^p}{100}, \ \frac{кг}{кг_{тв.т.}}.$$

$\alpha = 1{,}2 \ldots 1{,}5$

L_0 – теоретический расход воздуха.

Количество сухого газа при сжигании газообразного топлива:

$$G_{с.г.} = 1 + \alpha \cdot L_0 - \sum \frac{0{,}09n}{12m + n} \cdot C_m H_n .$$

Количество водяного пара при сжигании твёрдого топлива:

$$G_{в.п.} = \frac{9H^p + W^p}{100} + \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot d_0}{1000} + W_д .$$

Количество водяного пара при сжигании газообразного топлива:

$$G_{в.п.} = \sum \frac{0{,}09n}{12m + n} \cdot C_m H_n + \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot d_0}{1000} + W_д .$$

Влагосодержание:

$$d = \frac{G_{в.п.}}{G_{с.г.}} \cdot 1000, \ \frac{г}{кг_{с.г.}}.$$

Теплосодержание:

$$I = \frac{Q_в^p \cdot \eta_т + C_т \cdot t_т + \alpha \cdot L_0 \cdot I_0}{G_{с.г.}} .$$

В тепловом балансе дополнительно вводят параметр q_2':

$q_2' = 600\left(\frac{9H^p + W^p}{100}\right) \cdot \frac{B}{W} \cdot 4{,}19$ – характеризует потери тепла на испарение влаги топлива.

КЛАССИФИКАЦИЯ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ИХ КОНСТРУКЦИИ

В зависимости от способа передачи теплоты сушильные установки делят:

- конвективные;
- контактные;
- терморадиационные;
- сублимационные (сушка под вакуумом);
- сушка ТВЧ;
- комбинированные.

По видам конструкции:

1. Конвективные;
    - камерные;
    - коридорные (туннельные);
    - ленточные;
    - конвейерные;
    - пневматические;
    - шахматные;
    - барабанные;
    - распылительные;
    - с кипящим слоем.
2. Контактные;
    - вальцовочные;
    - цилиндрические.

По давлению:

- атмосферные;
- вакуумные.

По направлению движения сушильного агента:

- прямоточные;
- противоточные;
- смешанного тока;
- реверсивного тока.

По виду сушильного агента:

- воздух;
- смесь воздуха и дымовых газов;
- пар;
- минеральные масла.

Конструкции:

1. Камерные сушилки;
2. Коридорного типа (туннельные);
3. Ленточные сушильные камеры;
4. Конвейерная сушильная камера;
5. Пневматическая;
6. Ленточная;
7. Терморадиационная;
8. Барабанная;
9. Сушилка с кипящим слоем;

10. Вибросушилка;
11. Контактные сушилки:
    - Вальцовые;
    - Цилиндрические.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ (ХУ)

Холодильные установки подразделяются на 2 группы:

- Холодильные установки, где холод получают за счёт затрат электроэнергии (компрессионные холодильные установки);
- Холодильные установки, где холод получают за счёт тепловой энергии (абсорбционные и пароэжекторные холодильные установки).

Компрессионные холодильные установки в своём цикле имеют 2 теплоносителя. Тот, что работает в цикле, называется хладоагентом, а тот, что работает в помещении (в испарителе), называется хладоноситель.

В зависимости от температуры кипения хладоагенты делятся на 3 группы:

1. С высокой температурой кипения $(0 \div 60^0 C)$;
2. Со средней температурой кипения $(-50 \div 0^0 C)$;
3. С низкой температурой кипения $(-150 \div -50^0 C)$.

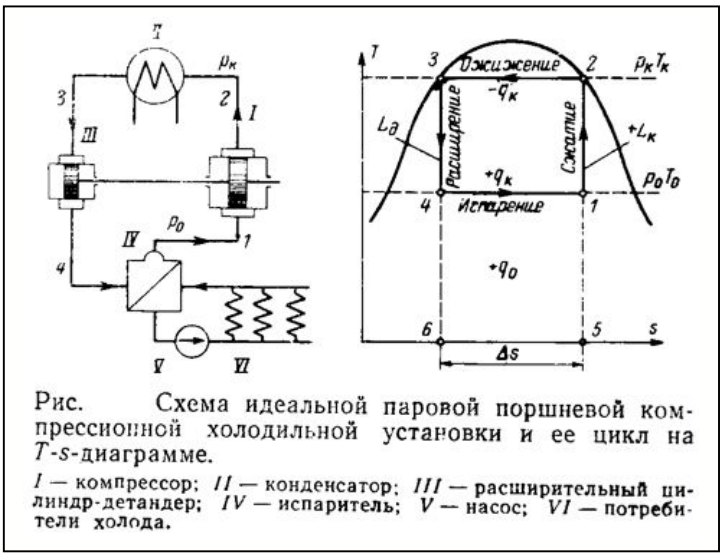


Рис. Схема идеальной паровой поршневой компрессионной холодильной установки и ее цикл на T-s-диаграмме.

I — компрессор; *II* — конденсатор; *III* — расширительный цилиндр-детандер; *IV* — испаритель; *V* — насос; *VI* — потребители холода.

Давление в аппаратах должно быть выше атмосферного для исключения подсосов воздуха.

Рассмотрим идеальный цикл компрессионной холодильной установки.

Работа компрессора обозначена эквивалентом площади: 1–2–3–5–1. Хладопроизводительность обозначена площадью: 1–4–6–7–1 и обозначена q_0.

В качестве показателя энергетической эффективности компрессионной холодильной установки служит холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{A} = \frac{T_0}{T_k - T_0}.$$

Цикл холодильной установки на воздухе.

$$\varepsilon = \frac{S_{14561}}{S_{12341}} = \frac{q_0}{A}.$$

ε для воздуха меньше ε для цикла Карно.

ε Теоретический цикл действительной холодильной установки.

$$\varepsilon = \frac{q_0}{A} \text{ и } \varepsilon_{действ.} < \varepsilon_{циклаКарно}^{теор.}.$$

По сравнению с циклом Карно в действительной холодильной установке уменьшается хладопроизводительность.

МЕТОДЫ УВЕЛИЧЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА

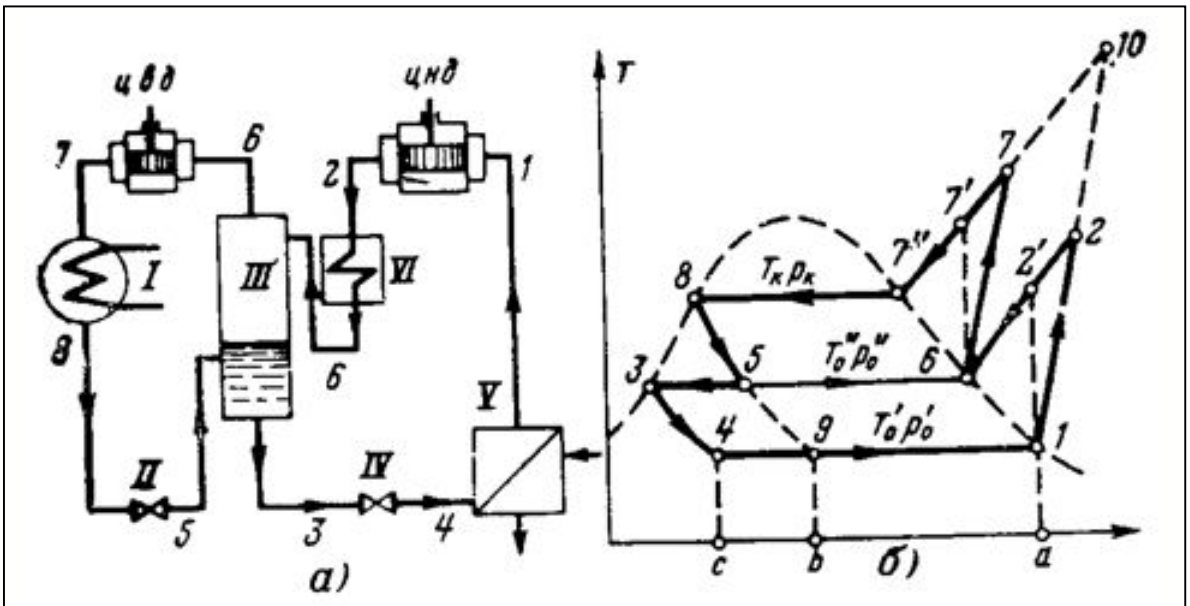


Рис. Схема двухступенчатой паровой поршневой компрессионной холодильной установки и ее цикл на *T-s*-диаграмме.

I — конденсатор; *II* — дроссельный вентиль; *III* — промежуточный сосуд; *IV* — второй дроссельный вентиль; *V* — испаритель; *VI* — охладитель.

р

еохлаждение конденсата.

3. Многоступенчатое сжатие.

ХАРАКТЕРИСТИКА ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Для хладоагентов в холодильной установке устанавливаются определённые требования:

- Низкое давление конденсации (уменьшает вес компрессора);
- Давление в испарителе P_0 д.б. больше атмосферного (с тем чтобы не было присосов воздуха);
- Необходимо добиваться наибольшей массовой холодопроизводительности (q_0);
- Малый удельный объём пара;
- Невысокая вязкость (для уменьшения гидравлических потерь);
- Взрывобезопасность, не горючесть, не токсичность, химическая стабильность, коррозионная пассивность, не дефицитность, низкая стоимость.

Этим условиям удовлетворяют: аммиак, углекислота (CO_2), сернистый ангидрид (SO_3), хлорметил (CH_3Cl).

Если хладоагентом является аммиак и помещение, где поддерживается холод, то аммиак можно использовать в трубах проходящих через

помещение. Если камер много, то аммиак подаётся в теплообменник и в нём охлаждается хладоносителем. Хладоноситель чаще всего это раствор поваренной соли (NaCl). NaClзамерзает при температуре -21^0C, если его концентрация в воде 22,4%. В отдельных случаях можно использовать раствор $CaCl_2$, который замерзает при температуре -55^0C с концентрацией 29,9%. Промежуточное рабочее тело охлаждается в испарителе, где хладоагент аммиак движется в межтрубном пространстве, а в трубах движется хладоноситель (рассол).

КОМПРЕССОР

Они выбираются по холодопроизводительности и бывают поршневые и турбокомпрессоры.

По хладоагенту компрессоры подразделяются на аммиачные, фреоновые, углекислотные.

По числу ступеней сжатия компрессоры м.б. одноступенчатые, 2-х ступенчатые, 4-х и т.д.

По рабочей полости цилиндра м.б. 2-х типов: простого действия (П) и двойного действия (Д).

По расположению осей: Г – горизонтальные, В – вертикальные, V – образные.

По числу цилиндров: одноцилиндровые, двухцилиндровые, 4-х, 6-и и т.д.

По холодопроизводительности: если $q_0 < 930400$ Вт, то используются вертикальные прямоточные или V – образные прямого действия (VП); если $q_0 > 930400$ Вт, то используются горизонтальные двойного действия (ГД).

МАСЛООТДЕЛИТЕЛЬ

Он устанавливается после компрессора и выбирается по диаметру выходного патрубка компрессора.

КОНДЕНСАТОР

В качестве него используют обычно 2 вида теплообменников: кожухотрубные, плёночные.

Они д.б. одноходовые или многоходовые. Обычно по трубам течёт охлаждающая вода, а в межтрубном пространстве движется аммиак.

Разность температур между теплоносителями $2-3 \div 5-7^0 C$.

РЕССИВЕР

Он служит для сбора жидкого аммиака. Его рассчитывают, определяя его объём. Расчёт ведётся на получасовую работу установки с запасом 20% к объёму. Рессивер обычно имеет вид цилиндра.

ПЕРЕОХЛАДИТЕЛЬ

Обычно кожухотрубный теплообменник. При его расчёте определяют поверхность теплообмена из уравнения теплопередачи.

ОТДЕЛИТЕЛЬ ЖИДКОСТИ

Его назначение – выделит жидкую фазу и создать сухой пар для работы компрессоров. Отделитель подбирают по диаметру всасывающего патрубка компрессора.

ИСПАРИТЕЛЬ

Он имеет 2 потока теплоносителей: хладоноситель и хладоагент.

Бывают испарители 3-х типов: змеевикого типа, кожухотрубного, секционного.

РАСЧЁТ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Дано: Холодопроизводительность Q_0, температура охлаждаемого помещения, средняя температура охлаждающей воды.

Принимаем: Температуру охлаждаемого помещения 0^0C, температуру охлаждающей воды $t_w = 15^0 C$, перепад температур между теплоносителями в испарителе 5^0C, тогда температура рассола $t_p = t_{on} - 5^0 C = 0 - 5 = -5^0 C$.

Температура аммиака в испарителе: $t_0 = t_p - 5^0 C = -5 - 5 = -10^0 C$.

По температуре t_0 из таблиц или диаграммы аммиака находят давление в испарителе P_0.

Определяем температуру конденсации: $t_k = t_w + 5^0 C = 15 + 5 = 20^0 C$.

По температуре t_k из таблиц или диаграммы аммиака находят давление P_k.

1. Холодопроизводительность: $q_0 = i_1 - i_4$.
2. Количество аммиака циркулирующего в схеме: $G = Q_0 / q_0$.
3. Удельная объёмная холодопроизводительность: $q_v = q_0 / v_1$,

   где v_1 – удельный объём аммиака.
4. Объём описанный поршнем: $V_L = V_\partial / \lambda = V_h$,

   где $V_1 = v_1 \cdot G$ – действительный объём, который будет заходить в цилиндр компрессора (действительный объём, описанный поршнем);

   λ – коэффициент подачи, учитывающий изменение объёма аммиака за счёт вредного пространства подогрева и неплотностей.

   $\lambda = \lambda_{в.пр.} \cdot \lambda_{под.} \cdot \lambda_{непл.}$

   λ может задаваться ($\lambda = 0{,}95 \div 0{,}98$) или рассчитываться:

   $\lambda_{под.} = \lambda_w = T_0 / T_k$.

$$\lambda_{в.пр.} = 1 - c\left[\left(\frac{P_к}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right] = \lambda_v,$$

где с – коэффициент, учитывающий наличие вредного пространства.

Тип холодильной машины	*Величина с*
Крупная горизонтальная	1,5…3
Малая горизонтальная	5…8
Вертикальная простого действия	2…6

m – показатель политропы (m=0,9…1,1≈1).

5. Находим диаметр поршня: $V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot z \cdot 60,$

где S – ход поршня; n – число оборотов вала в минуту; z – число цилиндров (задаётся).

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_L}{\pi \cdot S \cdot n \cdot 60 \cdot z}}.$$

Диаметр рассчитывают по характеристике $C_m = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60}$, м/с

Для ГД $C_m = 1{,}8 \div 3{,}6$; для ВП $C_m = 1{,}5 \div 3{,}2$.

$$D = \sqrt{\frac{V_L}{1413 \cdot C_m \cdot z}}.$$

Для аммиачных компрессоров ГД ($А^{ГД}$): $S/D = 1{,}4 \div 1{,}6$;
Для аммиачных компрессоров ВП ($А^{ВП}$): $S/D = 1 \div 1{,}2$;
Для фреоновых компрессоров ВП ($Ф^{ВП}$): $S/D = 1{,}3 \div 1{,}5$.

6. Теоретическая работа компрессора: $AL = i_2 - i_1$.
7. Теоретическая мощность компрессора: $N_k = AL \cdot G$.
8. Индикаторная мощность: $N_i = N_k / \eta_i,$

где $\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0$ – индикаторный КПД;

b – коэффициент: для $А^{ГД}$ $b = 0{,}2$, для $А^{ВП}$ $b = 0{,}001$.

Для компрессоров малой мощности $\eta_i \approx \lambda_w$.

9. Эффективная мощность: $N_l = N_i / \eta_{мех}$, $\eta_{мех} = 0{,}85 \div 0{,}9$.
10. Мощность электродвигателя: $N_э = N_l / \eta_{эл}$, $\eta_{эл} = 0{,}9$.
11. Теоретический холодильный коэффициент: $\varepsilon_m = q_0 / AL$.
12. Действительный холодильный коэффициент: $\varepsilon_д = \varepsilon_m \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех}$.

Нормальные условия для компрессионной холодильной машины:
$t_0 = -10^0 C$, $t_k = +25^0 C$, $\Delta t = 10^0 C$;

Стандартные условия для компрессионной холодильной машины: $t_0 = 30^0 C$, $t_k = +5^0 C$, $\Delta t = 5^0 C$.

$$Q_{норм} = Q_0 \cdot \frac{q_{vнор}}{q_v} = Q_0 \cdot \frac{q_{vнор} \cdot v_0}{q_0 \cdot v_{0норм}}.$$

ПРИМЕР РАСЧЁТА КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Определить объём, описанный поршнем действительной холодильной машины; действительный холодильный коэффициент; нормальную холодопроизводительность; потребляемую мощность электродвигателя для компрессора. Рабочее тело – фреон-12.

$t_0 = t_{кип.фреона} = -12^0 C,\ t_k = +28^0 C,\ \Delta t = 25^0 C.$

Во всасывающем патрубке компрессора фреон перегревается на 3^0C; При этих условиях $Q_0 = 200000$ккал/час.

$i_1 = 135{,}6$ ккал/кг;

$i_2 = 141$ ккал/кг;

$i_4 = i_{3'} = 105{,}8$ ккал/кг;

$\vartheta_0 = \vartheta_1 = 0{,}08$ м^3/кг.

1. $q_0 = i_1 - i_4 = 135{,}6 - 105{,}8 = 29{,}8$ ккал/кг.
2. $G = Q_0 / q_0 = 200000 / 29{,}8 = 6700$ кг/ч.
3. $V = G \cdot \vartheta_0 = 6700 \cdot 0{,}08 = 540$ м^3/ч.
4. $\lambda_V = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0{,}02 \cdot \left[\left(\frac{7{,}2}{2{,}1} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0{,}95;$

   $\lambda_w = T_0 / T_k = (-10 + 273)/(28 + 273) = 0{,}87;$

   $\lambda_{непл.} = 0{,}98$

   $\lambda = \lambda_w \cdot \lambda_V \cdot \lambda_{непл.} = 0{,}95 \cdot 0{,}87 \cdot 0{,}98 = 0{,}81.$

5. $V_L = V / \lambda = 540 / 0{,}81 = 665$ м^3/ч.
6. $AL = i_2 - i_1 = 141 - 135{,}6 = 5{,}4$ ккал/кг.
7. $\varepsilon_m = q_0 / AL = 29{,}8 / 5{,}4 = 5{,}4.$
8. $\varepsilon_д = \varepsilon_m \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех.} = 5{,}4 \cdot 0{,}84 \cdot 0{,}86 = 3{,}92.$
9. $Q_{норм} = Q_0 \cdot \frac{q_{vнор}}{q_v} = Q_0 \cdot \frac{q_{vнор} \cdot v_0}{q_0 \cdot v_{0норм}} = 200000 \cdot \frac{32 \cdot 0{,}08}{29{,}8 \cdot 0{,}07} = 220000$ ккал/ч.
10. $N_k = \frac{G \cdot AL}{632} = \frac{6700 \cdot 5{,}4}{632} = 58$ л.с.
11. $N_э = N_k / \eta_{эл} \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех.} = 58 / 0{,}9 \cdot 0{,}84 \cdot 0{,}86 = 90$ л.с.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОРБЦИОННЫХ ПРОЦЕССАХ

Сорбция – физико-химический процесс, в результате которого происходит поглощение каким-либо телом газов, паров или растворённых веществ из окружающей среды.

Абсорбция – поглощение газа в объёме, а так же избирательное поглощение одного или нескольких компонентов газовой смеси жидким поглотителем (абсорбентом). Поглощение происходит либо в результате растворения в абсорбенте, либо в результате химического взаимодей-

ствия. В 1-м случае процесс называется физической абсорбцией, во 2-м – хемабсорбцией.

Абсорбентами служат однородные жидкости, либо растворы активного компонента в жидком растворителе.

К абсорбентам предъявляют следующие требования: высокая абсорбционная способность; селективность; низкое давление паров; химическая инертность по отношению к конструкционным материалам; нетоксичность; огне- и взрывобезопасность.

С технологической точки зрения, лучшими являются те абсорбенты, расход которых для определённого процесса наименьший, т.е. в котором растворимость поглощаемого вещества выше. Поэтому абсорбенты выбирают по данным о растворимости в них поглощаемых веществ.

Физическая абсорбция газа чаще всего сопровождается выделением теплоты, следовательно, что в результате повышения температуры абсорбента возможно резкое понижение растворимости газа. Поэтому для поддержания производительности абсорбента прибегают к его охлаждению.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ АБСОРБЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Преимущество абсорбционной холодильной установки перед компрессионной является использование для выработки холода тепловой энергии как низкого, так и среднего потенциала.

В процессе абсорбции температура пара м.б. ниже температуры абсорбента, поглощающего пар. Для процесса важно следующее: необходимо, чтобы концентрация абсорбируемого пара была равна или больше равновесной концентрации этого пара над абсорбентом.

Для возможности применения абсорбента он должен с достаточной скоростью поглощать хладоагент и при одинаковых давлениях их температура кипения д.б. значительно выше температуры кипения хладоагента.

Наибольшее применение получили водоаммиачные абсорбционные установки, в которых аммиак является хладоагентом, в вода – поглотителем (абсорбентом). Аммиак сильно растворяется в воде. При 0^0С в одном объёме воды растворяется 1148 объёмов парообразного аммиака.

Абсорбция жидкого аммиака в воде сопровождается выделением тепла (750 кДж на 1 кг аммиака). Ещё больше аммиака выделяется при растворении паров аммиака, т.к. происходит выделение теплоты парообразования (1250 кДж/кг).

При нагревании водоаммиачного раствора происходит не только выделение паров аммиака, но и испарение воды. Пока температура низкая – выделяется в основном пар аммиака. Состав смеси паров первоначальной стадии отличается преобладанием аммиака, в дальнейшем количество водяных паров начинает расти.

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

1. Генератор;
2. Конденсатор;
3. Дроссель;
4. Испаритель;
5. Абсорбер;

6. Перепускной вентиль;
7. Насос.

В генераторе 1 за счёт подогрева происходит выпаривание аммиачного раствора, в результате чего, образуется аммиачный пар с незначительной примесью воды. Вследствие чего, содержание аммиака в растворе может уменьшаться, если его не пополнять крепким концентрированным раствором. Полученный пар попадает в конденсатор 2, где за счёт внешнего охлаждения превращается в жидкость. Жидкий аммиак идёт в регулирующий вентиль 3, где происходит понижение давления с частичным испарением жидкого аммиака и понижением его температуры. Далее аммиак поступает в испаритель 4, где он переходит в паровую фазу за счёт тепла, подводимого хладоносителем. Пары аммиака поступают в абсорбер 5, где поглощаются слабым раствором, поступающим из генератора. Для возможности непрерывности процесса теплоту абсорбции q_a отводят с помощью охлаждающей воды. В результате в абсорбере образуется крепкий аммиачный раствор, который насосом 7 перекачивается в генератор. А взамен его из генератора через вентиль 6 в абсорбер подаётся слабый раствор. Т.о., в простой абсорбционной установке имеется 2 аппарата (генератор и испаритель), в которых тепло подводится к рабочему телу извне и 2 аппарата, в которых тепло отводится от рабочего тела (конденсатор и абсорбер).

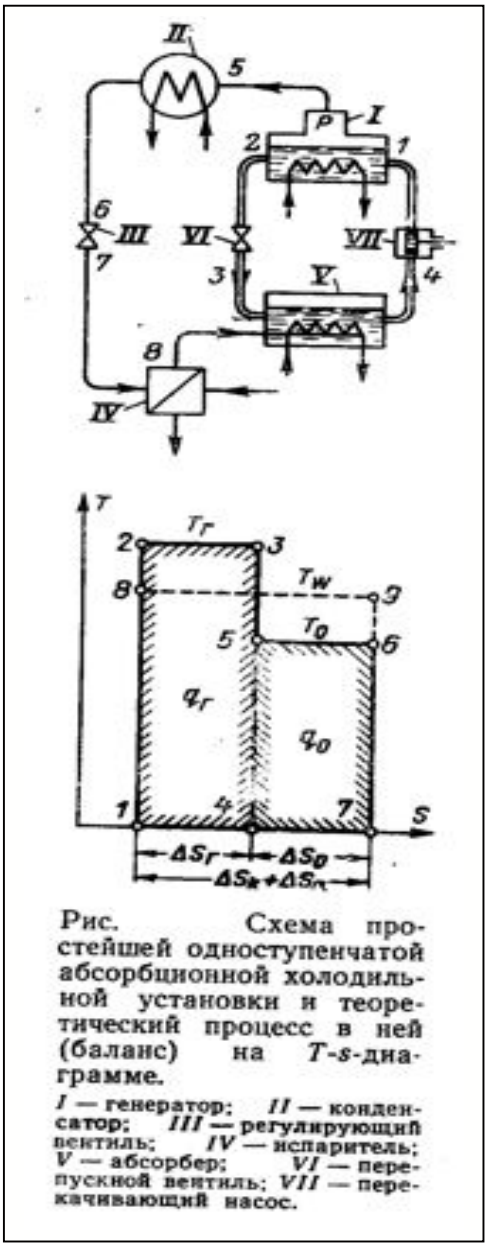


Рис. Схема простейшей одноступенчатой абсорбционной холодильной установки и теоретический процесс в ней (баланс) на *T-s*-диаграмме.

***I* — генератор; *II* — конденсатор; *III* — регулирующий вентиль; *IV* — испаритель; *V* — абсорбер; *VI* — перепускной вентиль; *VII* — перекачивающий насос.**

В практических расчётах в качестве энергетического показателя абсорбционной установки применяется холодильный коэффициент: $\varepsilon = \frac{q_0}{q_2}$.

Для получения представления о максимальном значении ε, его зависимости от параметров цикла рассмотрим идеальный цикл абсорбционной установки, изображённый на TS – диаграмме.

С термодинамической точки зрения абсорбционная холодильная машина может рассматриваться, как состоящая из 3-х резервуаров:

1-ый – генератор, куда поступает тепло (12341), при наивысшей температуре T генератора;

2-ой – испаритель, куда подводится тепло q_0 (45674) с низкой температурой T_0;

3-ий – конденсатор или абсорбер, в них отводится тепло (18971), при температуре охлаждающей воды t_w.

$$\frac{q_2}{T_2}+\frac{q_0}{T_0}=\frac{q_{a+k}}{T_w};\quad \varepsilon_a=\frac{\frac{1}{T_w}-\frac{1}{T_2}}{\frac{1}{T_0}-\frac{1}{T_w}}.$$

$\varepsilon_{пр}=\dfrac{q_0}{q_{т-ва}}$ –приведенный холодильный коэффициент.

ПРОЦЕССЫ В АБСОРБЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

Расчёты абсорбционной холодильной установки ведутся при помощи $i\xi$ – диаграмм. ξ – концентрация, например, аммиака. Диаграммы построены для водоаммиачных растворов. В холодильной технике концентрацию легкокипящего компонента обозначают через ξ и относят её к 1 кг раствора.

В $i\xi$ – диаграмме изотермы в области влажного пара не показаны, их проводят в соответствии с равновесными концентрациями аммиака в жидкой фазе и парах. Например, точке концентрации аммиака в парах соответствует т.2, которая определяется пересечением изотермы из т.1 с изобарой. Линия 1-2 соответствует изотерме влажного пара.

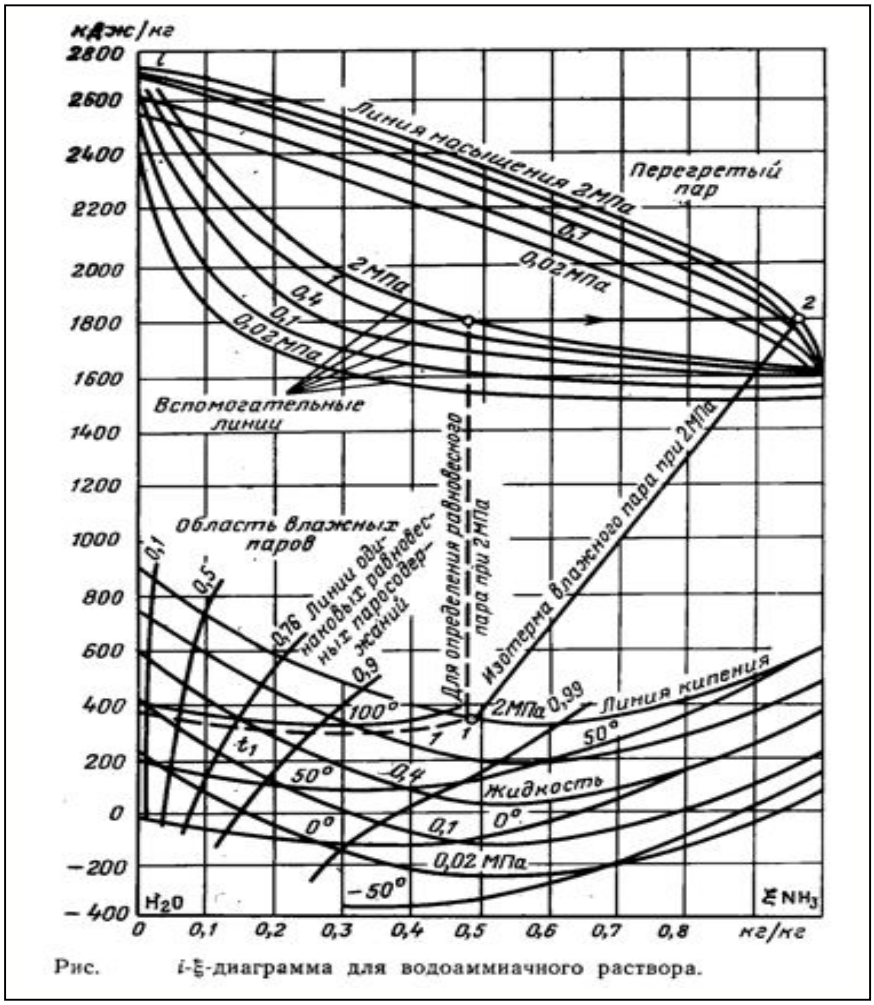


Рис. i-ξ-диаграмма для водоаммиачного раствора.

В пределах равных изобар для жидкой и паровой фаз изотермы образуют сетку прямых линий с различным углом наклона. Для других значений изобар изотермы имеют другой уклон и могут пересекаться с ними, поэтому сетка изотерм влажного пара на $i\xi$ – диаграмме не наносится.

Построение процессов в абсорбционной холодильной установке в $i\xi$ – диаграмме принципиально не отличается от построения процессов для ректификационной установки, но абсорбционной холодильной установке кроме рассмотренных выше элементарных процессов есть также процессы дросселирования и абсорбции.

Рассмотрим процесс дросселирования.

Представим жидкость с давлением $P_г$ перед дроссельным вентилем (т.6). Давление после дросселирования – P_0. Процесс дросселирования происходит при равенстве начального и конечного теплосодержания; концентрация смеси, пара и жидкости после дросселирования равна начальной концентрации жидкости (ξ_5), поэтому т.7 совпадает с т.6 и характеризует раствор до и после дросселирования. При давлении $P_г$ и теплосодержании i_6 (т.6) раствор является жидкостью. После дросселирования часть раствора при давлении P_0 превращается в пар. т.7 лежит вне линии P_0 и характеризует состояние влажного пара при t_7. Состояние жидкой и паровой фаз после дросселирования можно найти зная положение изотермы t_7, проходящей при давлении P_0 через т.7. Смесь содержит жидкость и пар с концентрациями ξ_7^0 и $\xi_7^{'}$. Это соответствующие точки при пересечении изотермы t_7 с кривыми, относящимися к давлению P_0. Количество пара, полученного после дросселирования пропорционально отрезку $7-7^{'}$, а количество жидкости – отрезку $7-7^0$. На $t\xi$ – диаграмме процесс дросселирования изображается линией 6-7. Как видно из этой диаграммы процесс протекает с понижением температуры с образованием пара.

Рассмотрим процесс абсорбции (поглощения).

Для процесса абсорбции необходимо чтобы концентрация аммиака в паровой фазе была в течении всего процесса равной или большей концентрации его в паре, находящегося в равновесии с поглощающей жидкостью.

Например, если точке 3^0, соответствующей содержанию аммиака в жидкости, то т.$3^{`}$, соответствующая содержанию аммиака в парах, то концентрация аммиачной смеси, поступающей из испарителя в абсорбер д.б. равной или большей, чем концентрация аммиака $3^{'}$.

Если концентрация аммиака в парах меньше равновесной (т.$3^{'}$), то процесс поглощения начинается после того, как эти пары будут охлаждены до температуры жидкости, причём концентрация смеси после абсорбции будет меньше, чем в случае, когда концентрация поглощающих паров выше равновесной над абсорбирующей жидкостью.

Упрощённо процесс абсорбции можно представить как смешение влажного пара, поступающего из испарителя с парожидкостной эмульсией из генератора и последующее охлаждение этой смеси до полной конденсации.

Допустим, что из испарителя в абсорбер поступает влажный пар в состоянии т.8. Начальное теплосодержание и концентрация парожидкостной эмульсии, поступающей из генератора определяется точкой 3. Точка смешения лежит на линии 3-8. Предположим, что параметры этой смеси определены точкой С. Для полной конденсации и непрерывности процесса абсорбции необходимо отвести теплоту охлаждения до т.4. Количество теплоты $\Delta q = i_c - i_4$. В результате этого процесса концентрация аммиака в холодном конце абсорбера увеличится ($\xi_4 > \xi_3$).

Т.о. процесс поглощения жидкостью паров, с концентрацией превышающей концентрацию равновесного состояния при постоянном давлении характеризуется повышением концентрации аммиака в жидкости и отводом тепла абсорбции (температура жидкости понижается).

Для изображения процесса упрощённой абсорбционной установки на $i\xi$ – диаграмме в соответствии со схемой надо определит температуры жидкости при выходе из генератора t_2, из абсорбера t_4 и испарителя t_8. Эти температуры устанавливаются в зависимости от температуры греющего источника, т.е. температуры насыщения ($t_н$); температуры охлаждающей воды ($t_в$) и температуры охлаждаемой среды (t_c). Давление в конденсаторе $P_к$ определяют по температуре сконденсированной водоаммиачной смеси $t_в$, которую принимают на $5...7^0$C выше температуры охлаждающей воды (при выходе её из конденсатора). Давление в генераторе $P_г$ в упрощённых расчётах равно $P_к$, тогда давление в абсорбере P_0 принимается равным давлению в испарителе, а последнее чуть меньше (на 0,05 МПа) давления насыщенных паров аммиака при низшей температуре в испарителе t_7.

Проводят линии кипения и конденсации для давлении P_0 и $P_г$. Наносят изотермы t_2, t_4 и t_8. т.4 характеризует состояние жидкости на выходе её из абсорбера. Раствор из абсорбера подаётся водоаммиачным насосом в генератор. После насоса жидкость имеет давление $P_г$, но ту же температуру t_4, концентрацию ξ_4 и теплосодержание i_4, но все эти параметры совпадают с т.1.

Температура раствора, сжатого насосом до давления $P_г$ будет ниже точки кипения 1^0 и он, следовательно, будет находиться в переохлаждённом состоянии. Поступив в генератор раствор подогревается до температуры кипения по линии $1–1^0$ ($\xi = const$). После этого раствор начинает кипеть при $P_г$=const и кипит в пределах температур $t_1...t_2$. Состояние пара, уходящего из генератора в конденсатор, являясь равновесным среднему состоянию жидкости в генераторе и определяется т.5. Т.о. линия $1^0–2$, соответ-

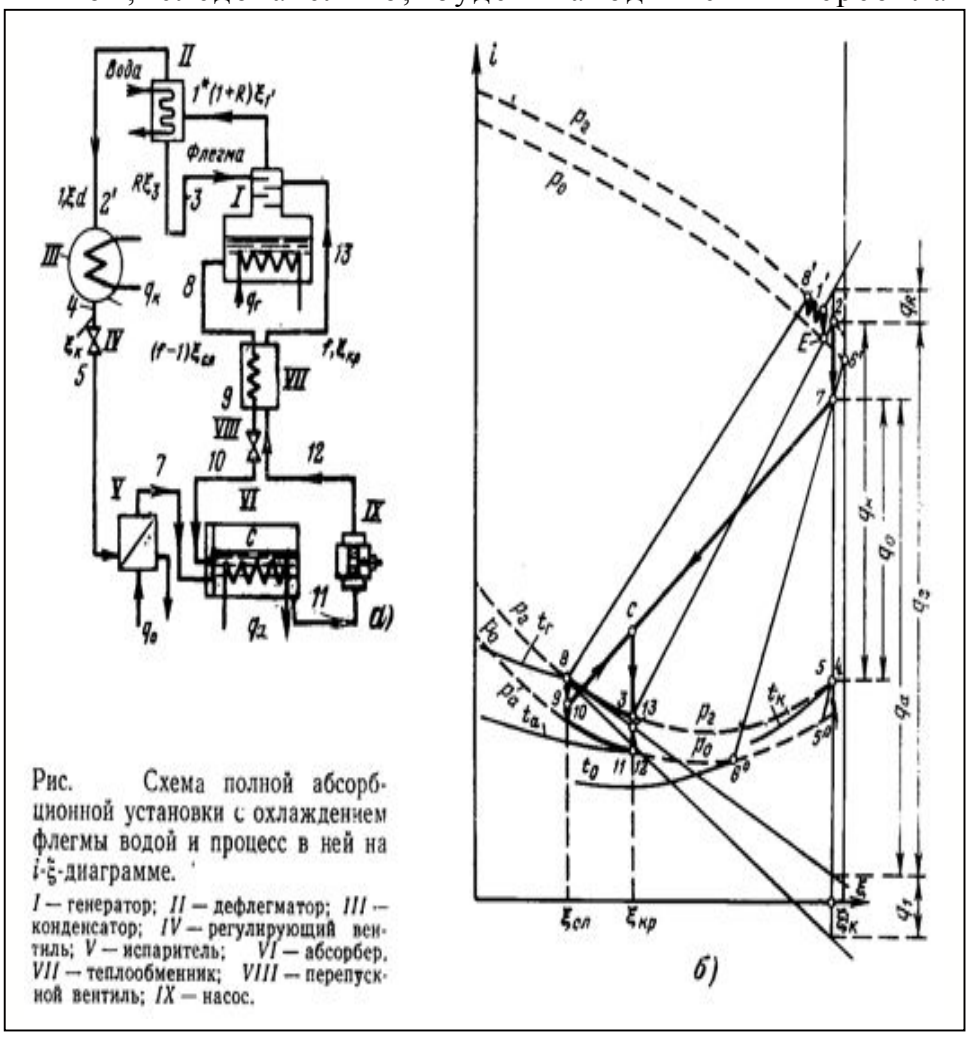


Рис. Схема полной абсорбционной установки с охлаждением флегмы водой и процесс в ней на i-ξ-диаграмме.

I — генератор; *II* — дефлегматор; *III* — конденсатор; *IV* — регулирующий вентиль; *V* — испаритель; *VI* — абсорбер, *VII* — теплообменник; *VIII* — перепускной вентиль; *IX* — насос.

ствующая изменению состояния жидкой фазы во время кипения в генераторе, а линия $1'-2'$ – изменению паровой фазы в процессе кипения в генераторе.

Конденсация водоаммиачного пара происходит при постоянной концентрации, поэтому опустив перпендикуляр из т.5 до пересечения с линией давления $P_г$ (жидкости), получаем состояние её после конденсации (т.6). Жидкость после конденсации дросселируется до давления P_0 и т.к. при этом концентрация парожидкостной эмульсии не меняется, то т.7 совпадает с т.6 и определяет состояние раствора в конце процесса дросселирования. При этом т.7 соответствует не жидкость, а влажный пар, т.е. смесь жидкости (т.7^0) и пара (т.$7'$) при температуре t_7.

Жидкость в состоянии т.7^0 кипит в испарителе при давлении P_0, при этом её температура меняется от t_7 до t_8 и этой температуре соответствует равновесное состояние пара (т.$8'$). Параметры жидкости в конце процесса кипения в испарителе (т.8^0) определяются пересечением изотермы t_8 с линией давления P_0. Состояние пара точки пересечения изотермы t_8 с линией давления P_0 – пар в состоянии (т.$8'$). Состояние пара в т.$8'$ мало отличается от пара состояния т.$7'$, поэтому за конечное состояние пара принимают т.8. Т.к. концентрация парожидкостной эмульсии остаётся постоянной и равной величине ξ_5, то пересечение изотермы t_8 с линией $\xi_5 = const$ в т.8 определяет параметры смеси после её кипения в испарителе.

Жидкий раствор после генератора в т.2 дросселируется до давления P_0 (т.3) и поступает в абсорбер. т.3 соответствует очень влажному пару с температурой t_3, давлением P_0 и концентрацией аммиака ξ_2.

Смесь после перепускного дроссельного вентиля с параметрами т.3 и влажный пар после испарителя т.8 поступает в абсорбер, где происходит поглощение жидкой фазой паров с большей концентрацией аммиака, поступающей из испарителя.

Процесс абсорбции представляется двумя фазами:

1. смешение – линия 3с8;
2. охлаждение – линия с4.

Охлаждение необходимо для конденсации не только пара из испарителя, но и пара, образовавшегося при дросселировании. Процесс поглощения изображается также линией 3^04.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРОСТЕЙШЕЙ АБСОРБЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Расчёт абсорбционной холодильной установки ведётся на 1 кг пара сжижаемого в конденсаторе.

Уравнение теплового баланса:

$$q_0 + q_г = q_к + q_а \quad (1)$$

В тепловом балансе не учитывается работа насоса на сжатие жидкости, перешедшее в тепло.

Если обозначить количество пара, сжижаемого в конденсаторе через D (кг/ч), а количество крепкого раствора, поступающего из абсорбера в генератор F (кг/ч). Из f (кг) раствора, поступающего в генератор выделяется по условию 1 кг пара уходящего в конденсатор, а (f-1) возвращается из генератора в абсорбер.

Если в конденсаторе конденсируется 1 кг пара, то и в испарителе пройдёт 1 кг. В абсорбер поступает (f-1) кг (слабого раствора) и 1кг влажного пара из испарителя, а уходит f кг крепкого раствора в генератор. Величина $f = F/D$ – называется кратностью циркуляции. Она м.б. определена по концентрациям жидкости и пара, проходящих через генератор. Зная температуры: греющего источника ($t_н$), охлаждающей воды ($t_в$) и охлаждающей среды (t_c) можно при помощи $i\xi$-диаграммы установить концентрацию раствора, поступающего в генератор ($\xi_1 = \xi_4$), концентрацию слабого раствора, уходящего из генератора (ξ_2), среднюю концентрацию пара, уходящего из генератора (ξ_5).

Запишем уравнение материального баланса для аммиака, циркулирующего в генераторе:

$$f \cdot \xi_4 = (f-1) \cdot \xi_2 + \xi_5 \Rightarrow f = \frac{\xi_5 - \xi_2}{\xi_4 - \xi_2}.$$

Определим отдельные составляющие теплового баланса установки.

Тепловой баланс генератора: $q_2 + f \cdot i_4 = 1 \cdot i_5 + (f-1) \cdot i_2$,

где i_2 и i_4 – энтальпии крепкого слабого растворов;

i_5 – энтальпия пара, образующегося в генераторе.

Количество теплоты, которое надо подвести в генератор:

$q_г = i_5 - i_2 + f \cdot (i_2 - i_4)$, кДж/кг.

Тепло, отведенное от конденсатора:

$q_k = i_5 - i_6$, кДж/кг

где i_6 – энтальпия жидкости на выходе из конденсатора.

Тепло, подведенное в испаритель:

$q_0 = i_8 - i_6$,

где i_6 – энтальпия влажного пара, выходящего из испарителя.

Тепло, отведенное от абсорбера:

$q_a + f \cdot i_4 = 1 \cdot i_8 + (f-1) \cdot i_3 \Rightarrow q_a = i_8 - i_2 + f \cdot (i_3 - i_4)$.

Из подобия треугольников 2a1 и 2B0 имеем:

$$\frac{i_2 - i_0}{i_2 - i_4} = \frac{\xi_5 - \xi_2}{\xi_4 - \xi_2} = f$$

Решаем это уравнение относительно i_0:

$i_0 = i_2 - f \cdot (i_2 - i_4)$.

Вычтем i_0 из i_5: $i_5 - i_0 = i_5 - i_2 + f \cdot (i_2 - i_4) = q_г$;

$i_8 - i_0 = i_8 - i_2 + f \cdot (i_2 - i_4) = q_a$.

Из подобия треугольников $8'8^0D$ и $8'8C_0$ определяем теплосодержание смеси на выходе из испарителя: $i_8 = i_{8'} - \frac{i_{8'} - i_{8^0}}{\xi_{8'} - \xi_{8^0}} \cdot \left(\xi_{8'} - \xi_6\right)$.

ПОЛНАЯ СХЕМА ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Для повышения холодильного коэффициента и уменьшения расхода охлаждающей воды между генератором и абсорбером устанавливают ТА, в качестве генератора или ректификационная установка.

Применяется переохлаждение жидкого аммиака.

1. генератор;
2. конденсатор;
3. вентиль;
4. испаритель;
5. абсорбер;
6. перепускной вентиль;
7. насос;
8. теплообменник;
9. дефлегматор.

В теплообменнике происходит передача тепла от горячего слабого раствора, выходящего из генератора, к холодному крепкому раствору из абсорбера. Благодаря этому крепкий раствор поступает в генератор подогретым. В результате уменьшаются затраты тепла в генераторе. Слабый раствор охлаждается, следовательно, уменьшается количество тепла, отводимого из абсорбера.

В генераторе при кипении выделяется не только аммиак, но и водяной пар. При низких температурах крепкого раствора содержание водяных паров мало. Но по мере обеднение раствора и повышения его температуры количество водяных паров становится значительнее. Так при давлении 10 ата=1 МПа и температуре 120^0С концентрация аммиака 82% и 18% паров воды. Эти водяные пары конденсируются и превращаются в воду, следовательно, жидкость испаряется в испарителе при уменьшенном давлении. В конденсаторе и испарителе вода из водяного пара, имея низкую температуру, начинает поглощать пары аммиака, следовательно, уменьшается количество жидкого аммиака, производящего холод. Также при поглощении выделяется тепло, которое также уменьшает холодопроизводительность установки. Т.о. для борьбы с этими явлениями и для повышения холодопроизводительности применяется ректификация паров. Для чего на встречу выходящей из генератора паровой смеси направляют богатый аммиаком раствор. Между ними происходит тепломассообмен. В процессе тепломассообмена пары аммиака обогащаются летучим компонентом, а раствор не летучим, т.е. водой. В таких установках содержание водяного пара может достигать в парах, поступающих в конденсатор, величину менее 1%.

Ректификация абсорбционной холодильной установки осуществляется различными способами. Например, при помощи холодного раствора до его поступления в теплообменник или с помощью дефлегматора, охлаждающегося водой. Кроме того, до поступления паров в дефлегматор концентрация аммиака в парах в колонне значительно повышается. При этом колонна составляет одно конструктивное целое с генератором.

В ректификационной колонне процесс ректификации пара, уходящего из генератора в конденсатор, осуществляется за счёт соприкосновения его с крепким раствором из теплообменника и обогащённой аммиаком флегмой, поступающей из дефлегматора. Обогащение флегмы происходит вследствие частичной его конденсации в дефлегматоре с помощью охлаждающей воды или крепким раствором. Недостатком использования охлаждающей воды является увеличение расхода греющего пара в генераторе.

АППАРАТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Генераторы для абсорбционных холодильных установок выполняются в виде горизонтальных или вертикальных кожухотрубных аппаратов или же в виде элементных двухтрубных аппаратов.

На рисунке изображён трубчатый генератор с ректификационной колонной, обогреваемой дымовыми газами. В межтрубном пространстве кипит аммиачная смесь. Эта смесь поступает в аппарат через ректификационную колонну.

Если аппарат вертикальный, то газ или греющий пар поступает в межтрубное пространство, а раствор кипит в трубах. Исходный раствор поступает в ректификационную колонну, расположенную над греющей поверхностью. Колонны генераторов в качестве насадок используют тарелки или кольца Рашига.

В элементных генераторах греющий пар или газ движется внутри трубок, а водоаммиачный раствор кипит в межтрубном пространстве. Этот аппарат имеет выносной ректификатор, в некоторых случаях и дефлегматор.

Абсорберы выполняются как горизонтальными, так и вертикальными плёночными (противоточные). В горизонтальных оросительных абсорберах раствор поступает в аппарат сверху и орошает трубки, внутри которых циркулирует охлаждающая вода. Снизу подаётся пар, поглощается раствором. Крепкий раствор в абсорбере отводится из нижней части.

Остальные аппараты (конденсатор, дроссельный вентиль, испаритель, теплообменники) не имеют принципиального отличия от аппаратов для компрессионной холодильной установки рассмотренной ранее.

Параметрический ряд абсорбционных холодильных установок водоаммиачных по мощности, кВт (ккал/ч): 580 (500); 1160 (1000); 1860 (1600); 2900 (2500); 4650 (4000); 7330 (6300); 9280 (8000).

Водоаммиачные машины холодильной мощностью 1,16 МВт с температурой охлаждения 258 К работают на паре из отбора турбин ТЭЦ, на заводах искусственного волокна, на машиностроительных заводах и используются в строительстве.

ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Вода, как холодильный агент, имеет ряд ценных качеств (высокая теплота парообразования, безопасна, безвредна, дешёвая).

Температура, ^{0}C	Давление, мм рт. ст.	Удельный объём, м^3/кг
-20	0,96	995
-16	1,34	722
-10	2,16	451
-8	2,52	388
-6	2,94	332
-3	3,68	282
0	4,58	206,4
+2	5,29	180
+4	6,09	157,3
+6	6,997	139
+8	8,023	121
+10	9,21	106

+14	11,99	83

В таблице приведены параметры насыщенного водяного пара в области температур от -20^0С до $+14^0$С, из которой следует, что для получения низких температур испарения требуется создавать очень низкие давления, которые невозможно получить с помощью поршневого компрессора. Кроме того, таблица показывает, что удельный объём водяных паров велик, вследствие чего поршневой компрессор должен иметь огромные размеры, поэтому воду как хладоагент в компрессионных не используют. Однако развитие пароструйных эжекторов и указанные положительные качества воды позволили разработать пароэжекторные холодильные установки.

Впервые пароэжекторные холодильные установки стали применяться на военных кораблях, для применения эрорефрижерации пороховых погребов, для снарядных и продовольственных помещении. В настоящее время пароэжекторные холодильные установки нашли широкое применение в системах кондиционирования воздуха, где они весьма успешно конкурируют с компрессионными холодильными установками. В холодильных установках этого типа для получения холода используется теплота, подводимая с водяным паром. Рабочим телом также является вода. Поэтому температурный уровень производства холода определяется диапазоном температур $+5 \div +15^0$С. Целесообразность их использования определяется возможностью утилизации вторичных энергоресурсов в виде пара, а также пара из отбора турбин. Особенно в летний период времени, когда отборы не загружены отпуском теплоты на отопление.

1. эжектор;
2. конденсатор;
3. регулирующий вентиль;
4. испаритель;
5. кондиционер;
6. циркуляционный насос;
7. питательный насос;
8. котёл.



Рис. Схема и процесс работы на *T-s*-диаграмме пароэжекторной холодильной установки.

I — эжектор; *II* — конденсатор; *III* — дроссельный вентиль; *IV* — испаритель; *V* — кондиционер; *VI* — паровой котел; *VII* — насос; сплошными толстыми линиями на *T-s*-диаграмме показан теоретический, а пунктирными линиями — действительный процесс.