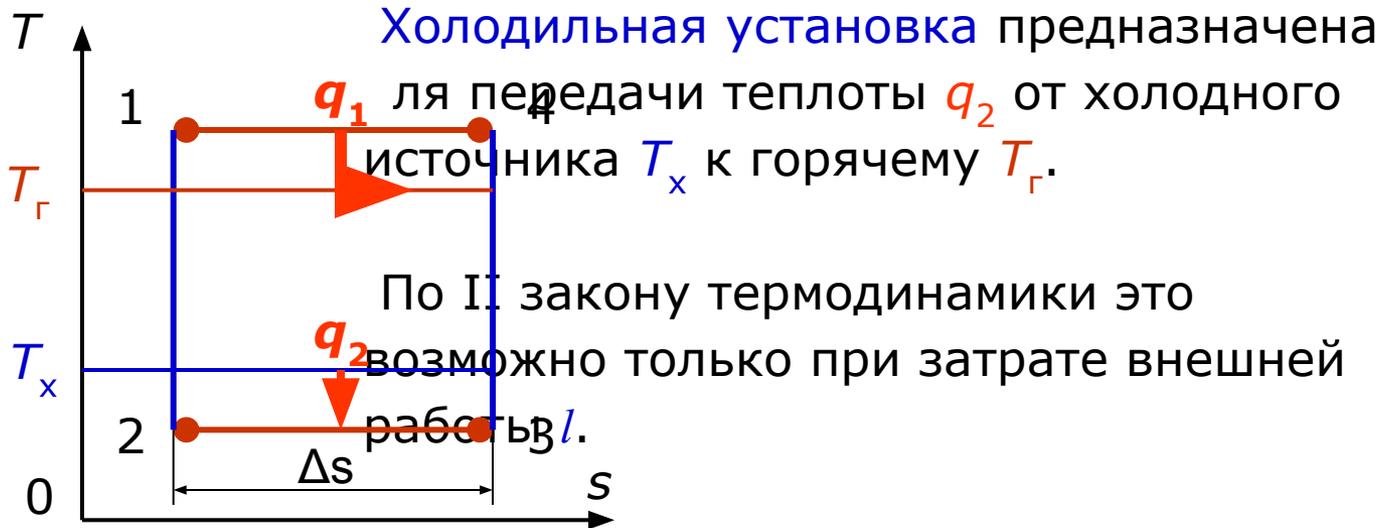


ТНис 08

- Холодильные установки
- Криогенные жидкости
- Компрессоры

Обратный цикл Карно



Идеальным циклом холодильных машин является **обратный цикл Карно**: 1-2 – адиабатное расширение рабочего тела; 2-3 – изотермический подвод теплоты от холодного источника к рабочему телу; 3-4 – адиабатное сжатие рабочего тела; 4-1 – изотермический отвод теплоты к горячему источнику.

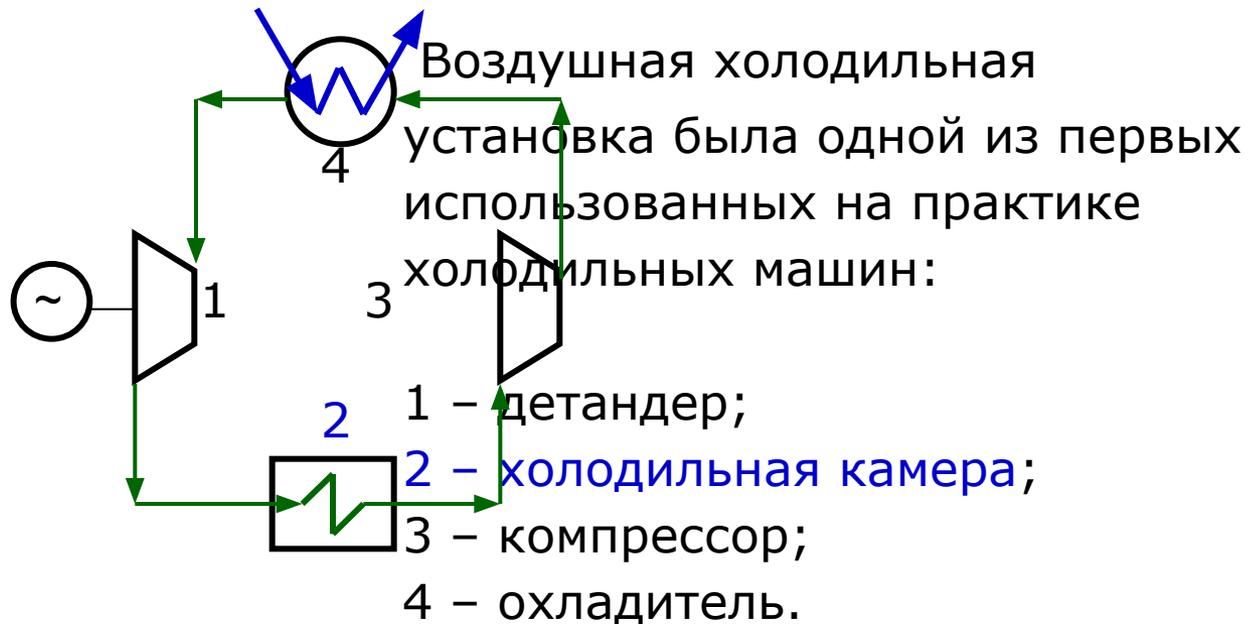
Холодильный коэффициент

Запишем для цикла выражение I закона термодинамики $q = q_1 - q_2 = l$, так как изменение внутренней энергии для цикла $\Delta u = u_1 - u_1 = 0$.

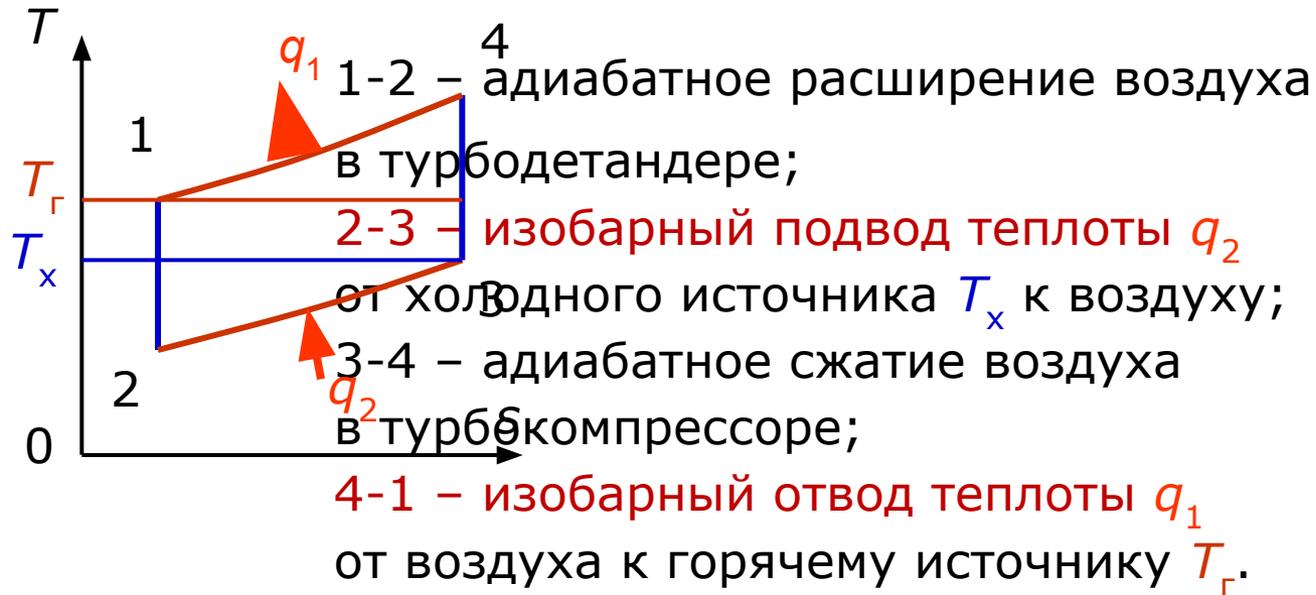
Основной характеристикой обратного цикла является его **холодильный коэффициент** – доля теплоты, переданной от холодного источника к горячему, на единицу затраченной работы:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2 \Delta s}{T_1 \Delta s - T_2 \Delta s} \stackrel{(1)}{=} \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{(T_1/T_2) - 1}$$

Воздушная холодильная установка



Цикл воздушной холодильной установки



Цикл воздушной холодильной установки можно рассматривать как обратный цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты.

Холодильный коэффициент

Холодильный коэффициент по формуле (1):

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{c_p(T_3 - T_2)}{c_p(T_4 - T_1) - c_p(T_3 - T_2)}$$

После сокращения на c_p выражение (2) можно представить в виде:

$$\varepsilon = \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} - 1 \right)^{-1} = \left[\frac{(T_4/T_1) - 1}{(T_3/T_2) - 1} \right]^{-1}$$

Окончательное выражение холодильного коэффициента

Для адиабатных процессов 1-2 и 3-4:

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

$$T_4/T_3 = (p_4/p_3)^{(k-1)/k} = (p_1/p_2)^{(k-1)/k} = T_1/T_2;$$

То есть $T_4/T_1 = T_3/T_2$, тогда из выражения (3) окончательно:

$$\varepsilon = \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right)^{-1} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]^{-1}$$

Эффективность воздушной холодильной установки

Если бы можно было отводить теплоту из холодильной камеры обратимо при $T_3 = T_x$ и отдавать теплоту в охладителе обратимо при $T_1 = T_r$, то это соответствовало бы обратному циклу Карно.

Холодильный коэффициент – это фактически удельная холодопроизводительность.

Для воздушной холодильной установки $\varepsilon \sim 1$, то есть на перенос единицы теплоты от холодного источника к горячему затрачивается единица работы, что малоэффективно.

Парокомпрессионная холодильная установка



3 Холодильными агентами в таких установках являются **низкокипящие жидкости** ($t_n < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ при $p = 1 \text{ бар}$).

Причем при отрицательных температурах кипения давление кипения p_0 должно быть больше атмосферного, чтобы исключить подсос воздуха в испаритель.

Невысокие давления сжатия позволяют изготовить облегченными компрессор и другие элементы холодильной установки.

Требования к холодильным агентам

При существенной скрытой теплоте парообразования r желательны низкие удельные объемы v , что позволяет уменьшить габариты компрессора.

Хорошим хладагентом является аммиак NH_3 (при температуре кипения $t_k = 20$ °С, давление насыщения $p_k = 8,57$ бар и при $t_0 = -34$ °С, $p_0 = 0,98$ бар).

Скрытая теплота парообразования у него выше, чем у других холодильных агентов.

Но недостатки его – токсичность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, поэтому в бытовых холодильных установках аммиак не применяется.

Требования к холодильным агентам

Неплохими хладагентами являются хлористый метил (CH_3Cl) и этан (C_2H_6); сернистый ангидрид (SO_2) из-за высокой токсичности не применяется.

Широкое распространение в качестве холодильных агентов получили фреоны – фторхлорпроизводные простейших углеводородов (в основном метана).

Отличительными свойствами фреонов являются их химическая стойкость, нетоксичность, отсутствие взаимодействия с конструкционными материалами при $t < 200$ °С.

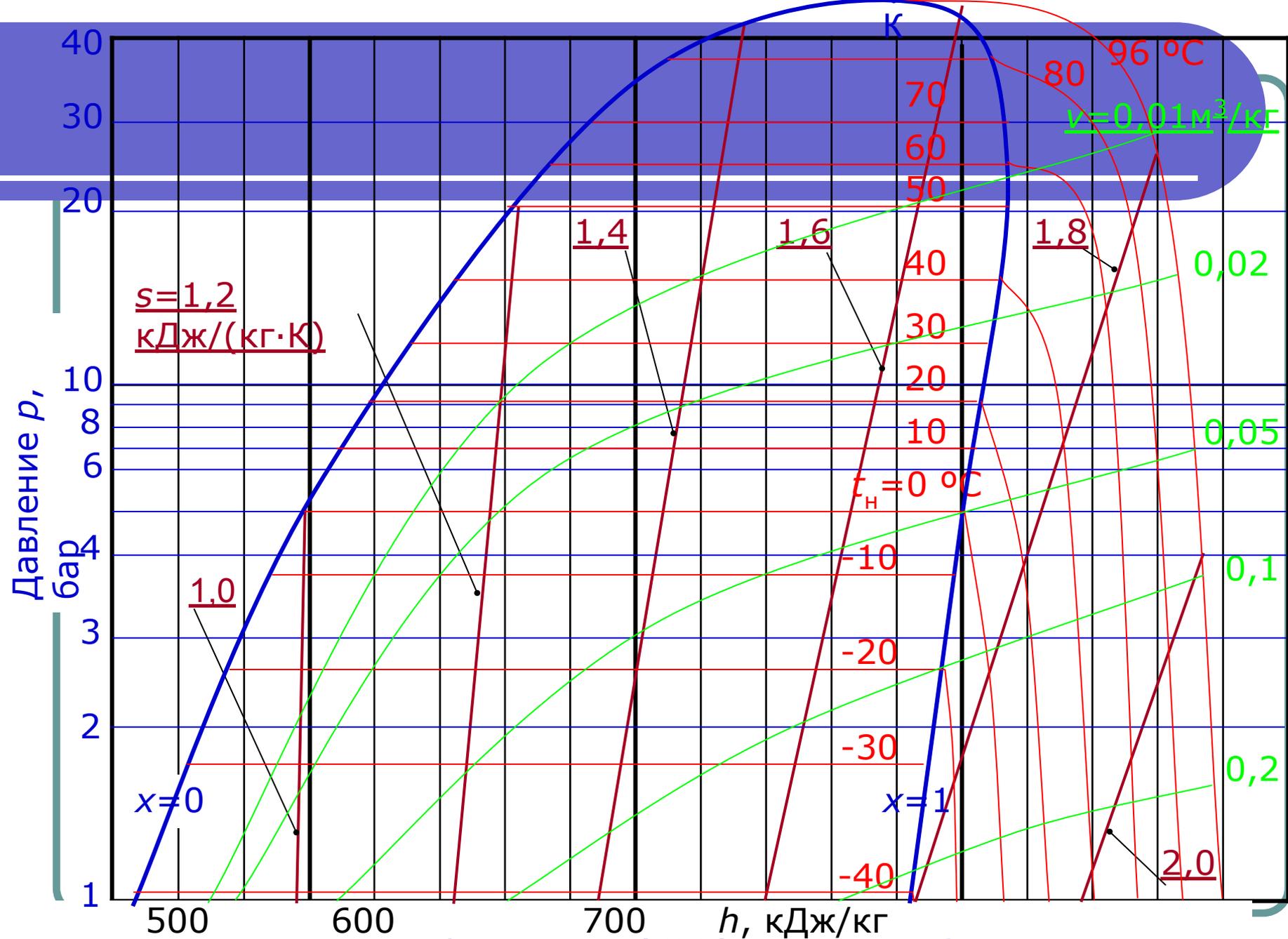
В прошлом веке наиболее широкое распространение получил R12, или фреон – 12 (CF_2Cl_2 – дифтордихлорметан).

Теплофизические характеристики фреонов

R12 имеет следующие теплофизические характеристики: молекулярная масса $\mu=120,92$; температура кипения при атмосферном давлении $p_0=1$ бар; $t_0=-30,3$ °C; критические параметры: $p_k=41,32$ бар; $t_k=111,8$ °C; $v_k=1,78 \cdot 10^{-3}$ м³/кг; показатель адиабаты $k=1,14$.

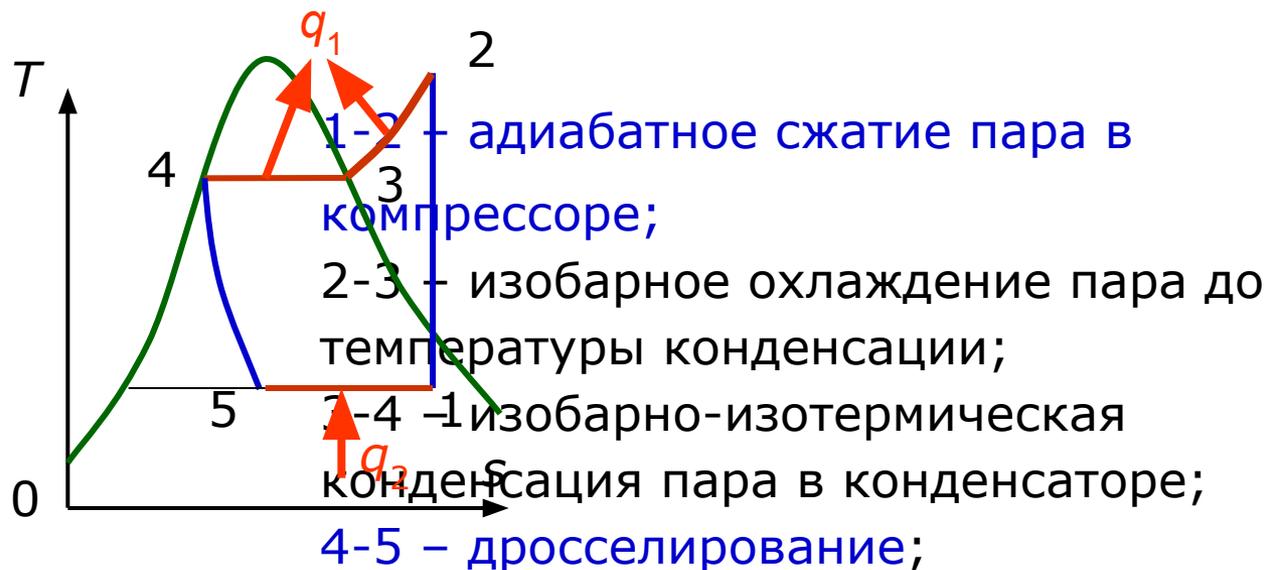
Производство фреона – 12, как разрушающего озоновый слой вещества, в России было запрещено с 1996 года [4], разрешено только до 2006 года использование уже произведенного R12.

Производство фреона – 22 (R22 или дифтормонохлорметана – CHF₂CL), как менее опасного, разрешено до 2025 года; его характеристики: $\mu=86,48$; температура кипения при $p_0=1$ бар; $t_0=-40,8$ °C; критические параметры: $p_k=49,86$ бар; $t_k=96$ °C; $v_k=1,95 \cdot 10^{-3}$ м³/кг.



h-p-диаграмма хладагента фреона 22 (R22): $p_k = 49,86$ бар, $t_k = 96^\circ\text{C}$

Цикл парокомпрессионной холодильной установки



5-1 – изобарно-изотермическое кипение жидкого холодильного агента в испарителе.

Цикл паро-компрессорной холодильной установки почти соответствует обратному циклу ПТУ.

Холодильный коэффициент

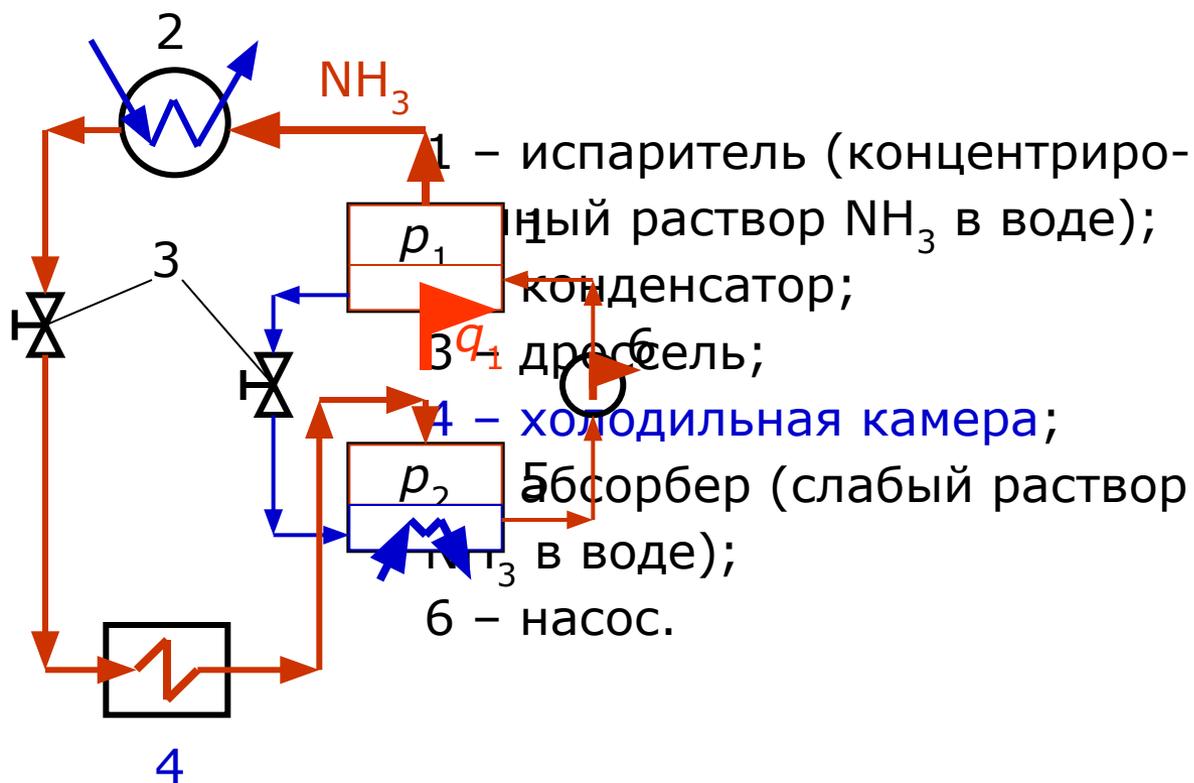
Холодильный коэффициент паро-компрессорной холодильной установки:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{h_1 - h_5}{(h_2 - h_4) - (h_1 - h_5)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_2}{l}$$

Требования к холодильному агенту:

- $t_n < 0$ °С при $p_n > p_{\text{атм}}$, чтобы исключить подсос воздуха в испаритель;
- значительная скрытая теплота парообразования при низких удельных объемах пара, чтобы снизить габариты компрессора;
- низкие давления сжатия, чтобы снизить массу компрессора.

Водо-аммиачная абсорбционная холодильная установка



Холодильный агент

Холодильным агентом в такой машине является аммиак NH_3 с температурой насыщения $t_{\text{н}} \sim -33$ °С при $p_{\text{н}} = 1$ бар.

Абсорбент же – это слабый раствор аммиака в воде.

При изменении концентрации аммиака в воде в диапазоне $c = 100 \dots 0$ % температура насыщения раствора $t_{\text{н}} = -33 \dots 100$ °С.

В абсорбционной холодильной установке затрачивается не внешняя работа, а теплота q_1 , поэтому холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_2 / q_1$$

Температурный потенциал воды, охлаждающей конденсатор

В обычной холодильной установке конденсация рабочего тела происходит при $t_{\text{н}}=30\text{...}50\text{ }^{\circ}\text{C}$, то есть температура охлаждающей воды на выходе $t''_{\text{в}}=25\text{...}45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплота такой воды низкопотенциальная и ее невозможно использовать для отопления.

Если же повысить температуру конденсации до $t_{\text{н}}=80\text{...}90\text{ }^{\circ}\text{C}$, то температура $t''_{\text{в}}$ будет $75\text{...}85\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ее уже можно будет использовать в системе отопления.

Тепловой насос

Тепловой насос – это холодильная установка, перекачивающая теплоту на более высокий температурный уровень.

При этом испаритель помещается снаружи отапливаемого помещения в воздухе или в водоеме, а конденсатор является сам отопительным радиатором или нагретая в конденсаторе охлаждающая вода поступает в отопительное устройство.

Экономичность теплового насоса оценивается отопительным коэффициентом.

Отопительный коэффициент

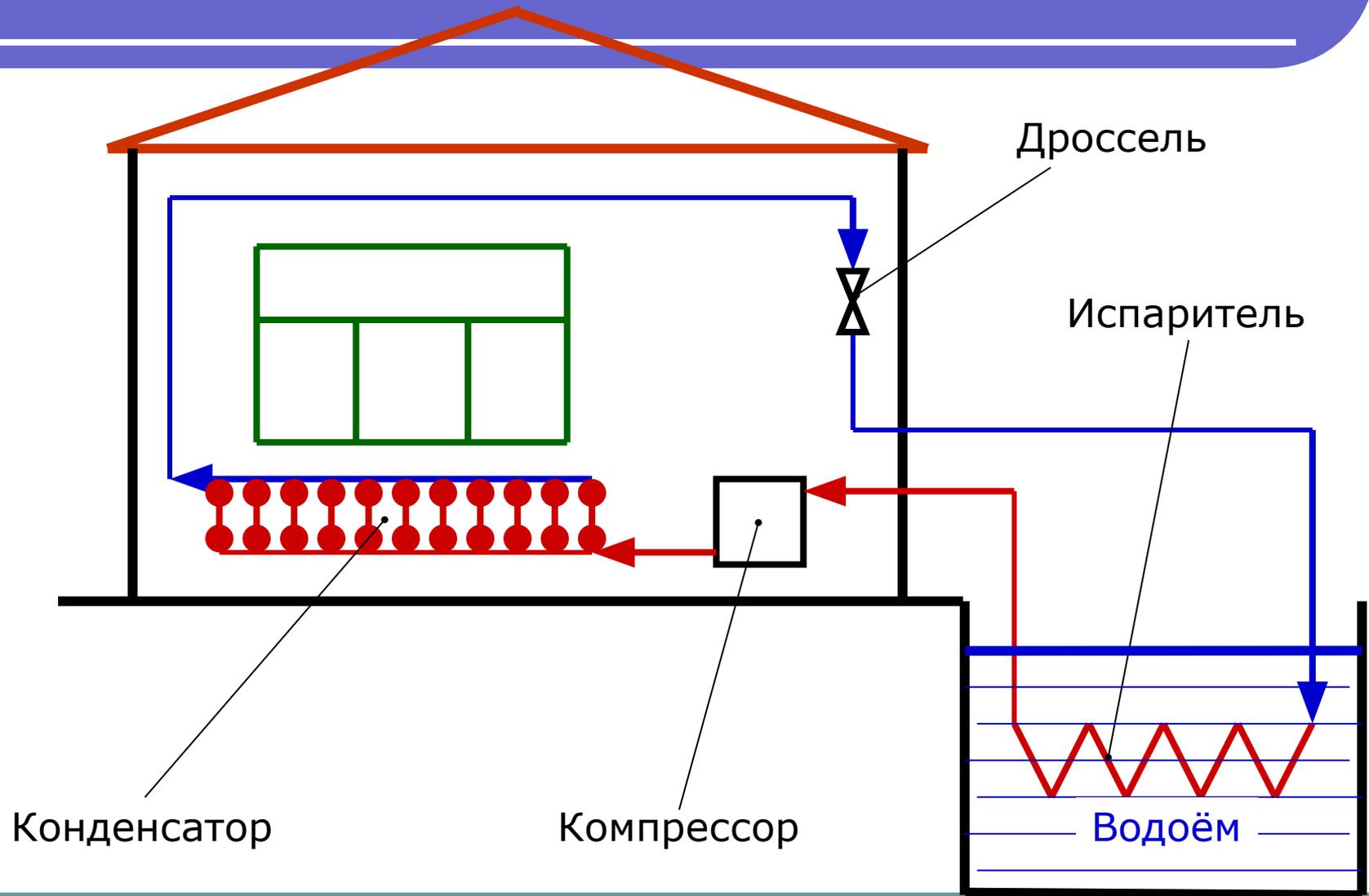
Отопительный коэффициент – это удельная теплота, отданная горячему источнику, на единицу работы:

$$\varepsilon_{\text{от}} = \frac{q_1}{l} = \frac{q_2 + l}{l} = \varepsilon + 1$$

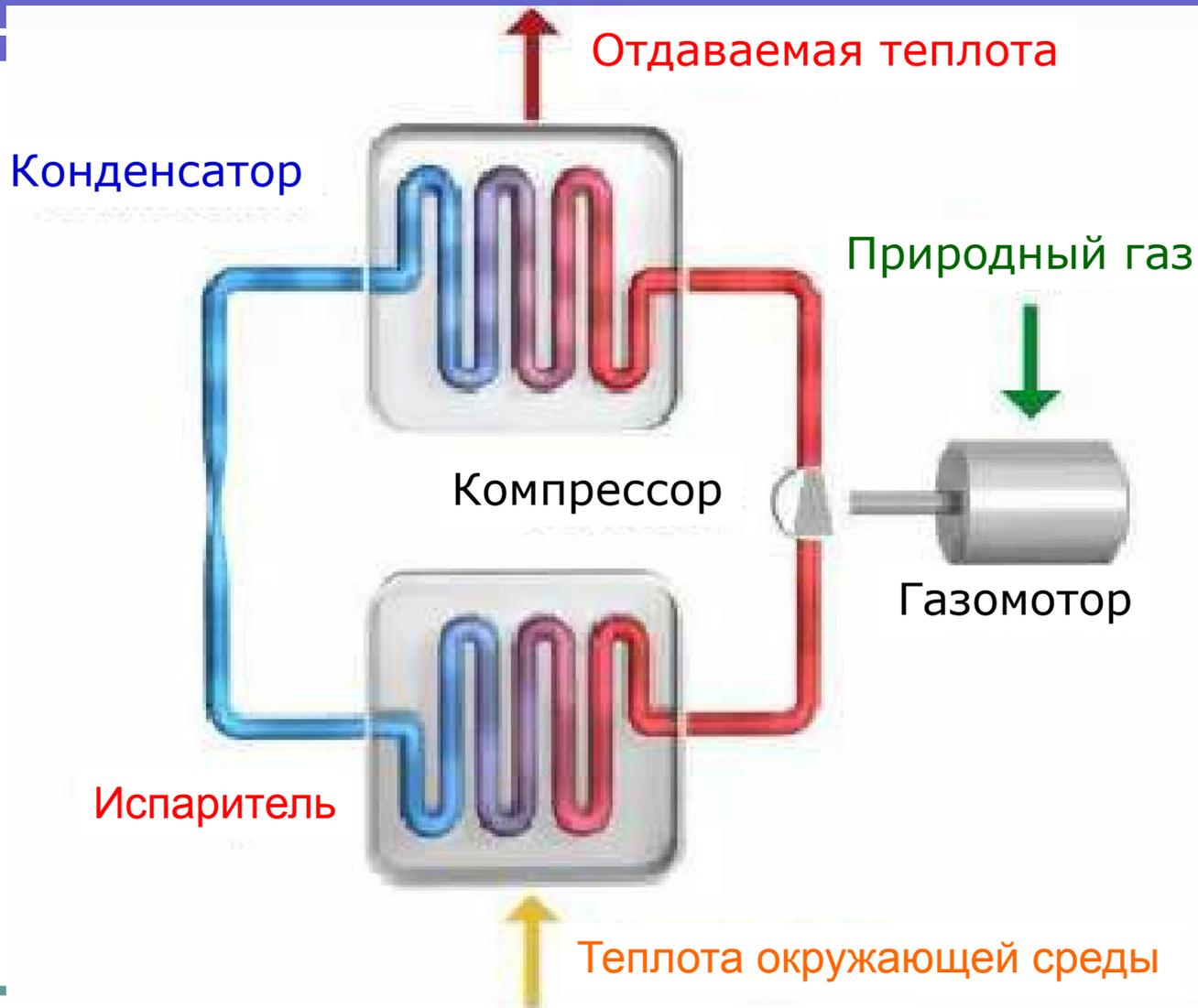
То есть для паро-компрессорных установок $\varepsilon_{\text{от}} = 4 \dots 5$.

Тепловой насос может использоваться и для совместного получения теплоты и холода, например, в 1943 году была сооружена аммиачная холодильная установка для катка с искусственным льдом, вода из конденсатора которой поступала в сеть городского теплоснабжения.

Отопление дома тепловым насосом



Газомоторный термотрансформатор [10]



Газомотор

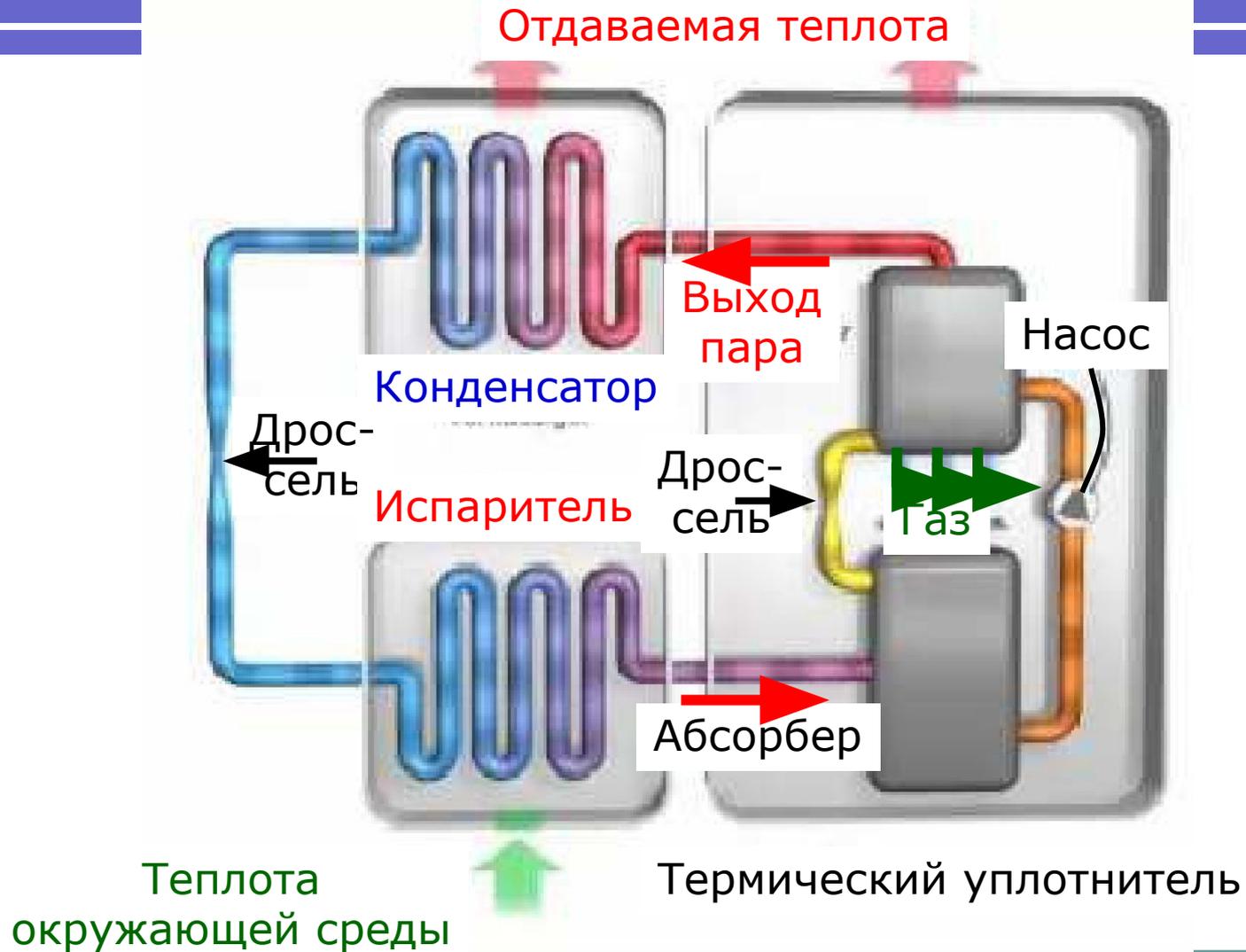
Газомотор нужен для запуска газового компрессора.

Мотор может работать на природном газе.

По затрате первичной энергии газовые тепловые насосы более эффективны, чем электрические,

так как в них можно дополнительно использовать теплоту уходящих газов (регенерация бросовой теплоты).

Абсорбционный термотрансформатор [11]



Абсорбционный тепловой насос

Абсорбционные газовые тепловые насосы вместо электроэнергии используют природный газ для привода в действие.

Рабочим телом в цикле служит водоаммиачная смесь и гелий в качестве вспомогательного газа.

В его конструкции нет движущихся частей, поэтому он не ломается и практически не требует ухода.

Криогенные жидкости

Холодильные агенты – это низкокипящие жидкости ($T_{\text{н}} = 200 \dots 250$ К при атмосферном давлении).

Температуры насыщения некоторых криогенных жидкостей при атмосферном давлении:

- кислород O_2 $T_{\text{н}} = 90,2$ К;
- воздух $T_{\text{н}} \sim 80$ К;
- азот N_2 $T_{\text{н}} = 77,4$ К;
- водород H_2 $T_{\text{н}} = 20,4$ К;
- гелий He $T_{\text{н}} = 4,2$ К.

Применение криогенных жидкостей

Криогенные жидкости используются для поддержания низких температур в энергетике, медицине, пищевой промышленности, на транспорте и др.

Например, если залить жидкий азот в охлаждаемый объем, то пока весь азот не испарится, в объеме будет сохраняться постоянная температура, равная температуре насыщения азота при атмосферном давлении $T_{\text{н}} = 77,4 \text{ К}$.

Для длительного хранения сжиженных газов используются стеклянные или стальные сосуды Дьюара с двойными стенками, разделенными вакуумным промежутком.

Классификация компрессоров

Компрессор – это устройство для сжатия и перемещения газов.

Сжатый воздух широко используется в технологических процессах и для привода пневматических механизмов.

В турбокомпрессорах кинетическая энергия движущегося с высокой скоростью газа преобразуется в диффузорах в потенциальную энергию давления.

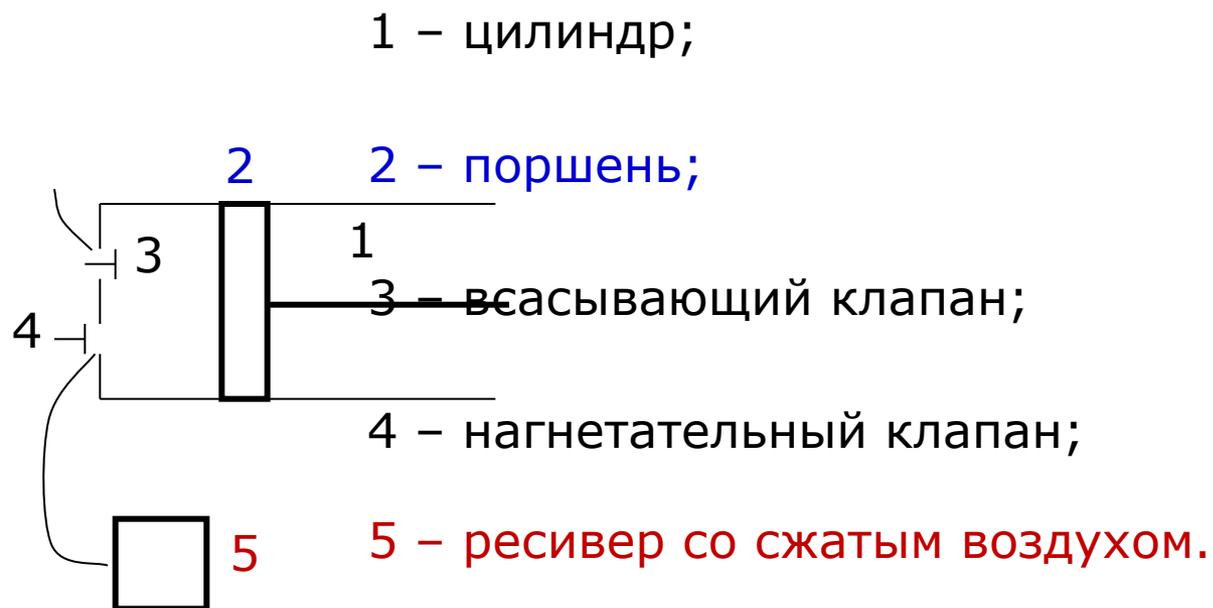
Поршневые компрессоры относятся к устройствам объемного сжатия; но термодинамика процессов сжатия одинакова для всех компрессоров.

Допущения

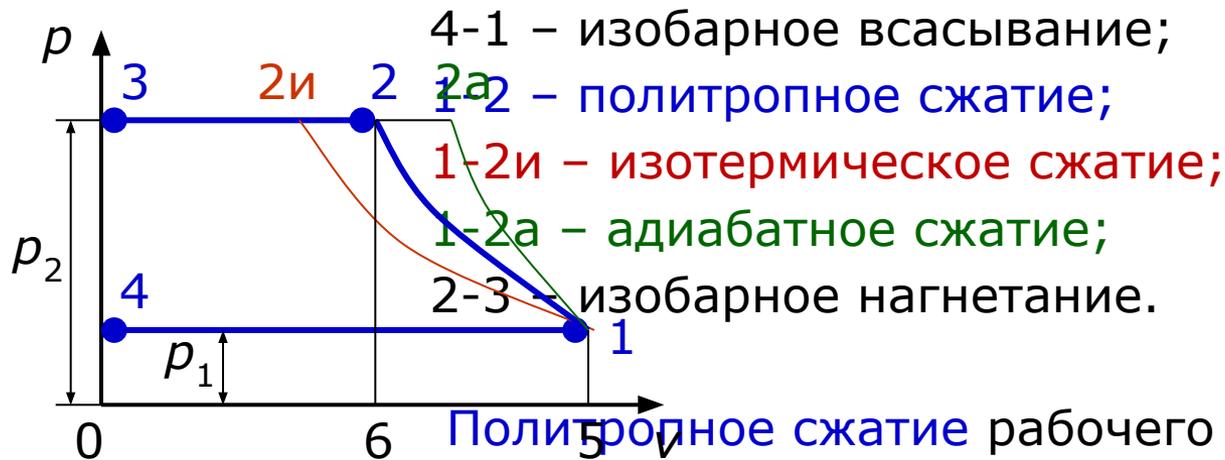
При исследовании работы теоретического компрессора принимаются следующие допущения:

- рабочий объем цилиндра равен его геометрическому объему (отсутствует вредное пространство);
- изменение состояния рабочего тела обратимое;
- процессы всасывания и нагнетания изобарные.

1-ступенчатый поршневой компрессор



Термодинамические процессы 1-ступенчатого поршневого компрессора



Политропное сжатие рабочего тела происходит в реальном компрессоре;

изотермическое – теоретически возможно при идеальном охлаждении;

адиабатное – теоретически возможно при идеальной изоляции компрессора.

Работа компрессора

Работы всасывания, сжатия, нагнетания и расширения рабочего тела при $v_3 = v_4 = 0$ равны соответственно:

$$l_{4-1} = \int_{v_4}^{v_1} p dv = p_1 (v_1 - v_4) = p_1 v_1;$$

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} p dv;$$

$$l_{2-3} = \int_{v_2}^{v_3} p dv = p_2 (v_3 - v_2) = -p_2 v_2;$$

$$l_{3-4} = \int_{v_3}^{v_4} p dv = 0.$$

Техническая работа компрессора

Сложив все работы, мы получим **техническую работу**:

$$l = l_{4-1} + l_{2-3} + l_{1-2} + l_{3-4} = p_1 v_1 - p_2 v_2 + \int_{v_1}^{v_2} p dv + 0.$$

Это выражение можно преобразовать:

$$l = -\int_1^2 d(pv) + \int_1^2 p dv = \int_1^2 (-p dv - v dp + p dv) = -\int_1^2 v dp.$$

Итак, **техническая работа компрессора**:

$$l = -\int_{p_1}^{p_2} v dp.$$

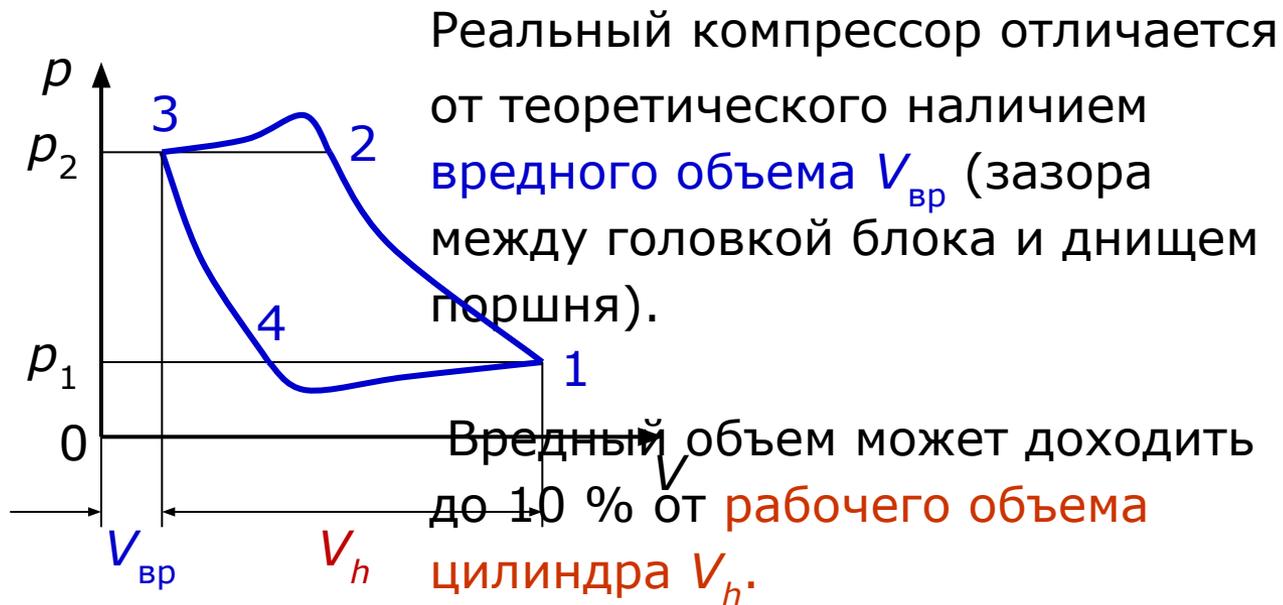
Техническая работа политропного компрессора

Техническая работа компрессора в p - v -диаграмме равна площади цикла 12341, откуда видно, что минимальная работа соответствует изотермическому сжатию, а максимальная – адиабатному.

Подставив в уравнение (1) соотношение между параметрами в политропном процессе сжатия $p v^n = p_1 v_1^n$, после интегрирования получим техническую работу, Дж/кг:

$$l = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right].$$

Термодинамические процессы реального 1-ступенчатого компрессора



Поэтому в процессе нагнетания 2-3 не весь сжатый газ выталкивается в ресивер.

Вредный объем

При ходе поршня вниз оставшийся во вредном объеме газ расширяется (процесс 3-4); **всасывающий клапан откроется**, когда давление в цилиндре станет несколько меньше давления в окружающей среде.

Соответственно, **нагнетательный клапан открывается** при давлении в цилиндре несколько выше давления сжатого газа в ресивере.

Вредный объем снижает производительность компрессора, но он необходим, чтобы исключить возможность удара поршня о головку блока цилиндров.

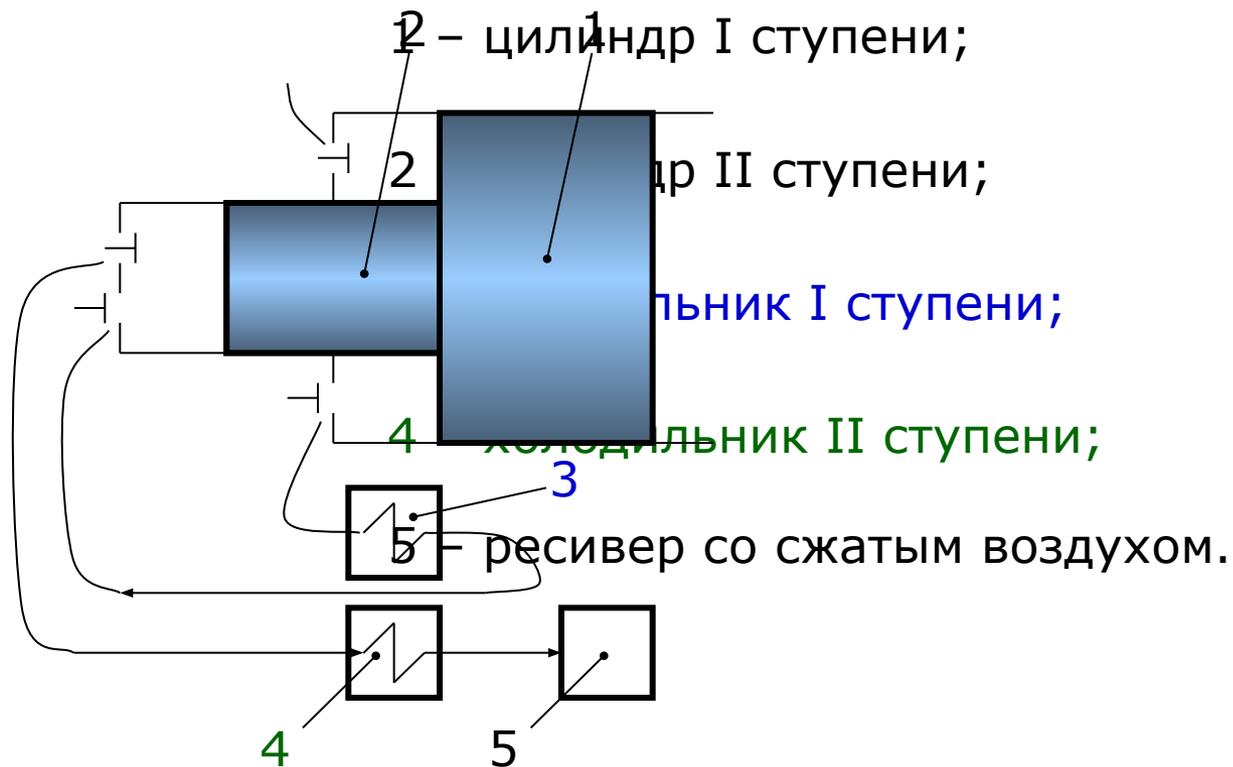
Степень сжатия в одной ступени

При сжатии газа происходит его нагрев.

Чтобы температура газа в конце сжатия не превышала температуру самовоспламенения смазочного масла, степень сжатия в одной ступени не должна превышать 6...10.

Для получения давлений газа выше 10 бар применяются **многоступенчатые компрессоры**.

2-ступенчатый поршневой компрессор



Термодинамические процессы 2-ступенчатого поршневого компрессора



Из рисунка видно, что по сравнению со сжатием 1-2-8 в 1-ступенчатом компрессоре в 2-ступенчатом получается выигрыш в работе сжатия на величину заштрихованной площадки 2-3-4-8-2.

Условия разделения на ступени

- работа 2-ступенчатого компрессора должна быть минимальной, что обеспечивается при равенстве работ;
- сжатие в обеих ступенях должно происходить по одинаковым политропам;
- температуры газа в начале сжатия в каждой ступени должны быть одинаковы.

Условия минимальной работы 2-ступенчатого компрессора

В соответствии с формулой (2) техническая работа в I и II ступенях компрессора:

$$l_I = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right];$$

$$l_{II} = -\frac{n}{n-1} p_x v_x \left[\left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right].$$

По условиям минимальной работы 2-ступенчатого компрессора (см. предыдущий слайд): $l_I = l_{II}$; $n = idem$; $t_1 = t_3$, а для изотермы: $p_1 v_1 = p_x v_x$.

Степень сжатия

Приравняв (3) и (4) и выдержав остальные условия, получим степень сжатия « ε » в одной ступени:

$$\varepsilon = \frac{p_x}{p_1} = \frac{p_2}{p_x},$$

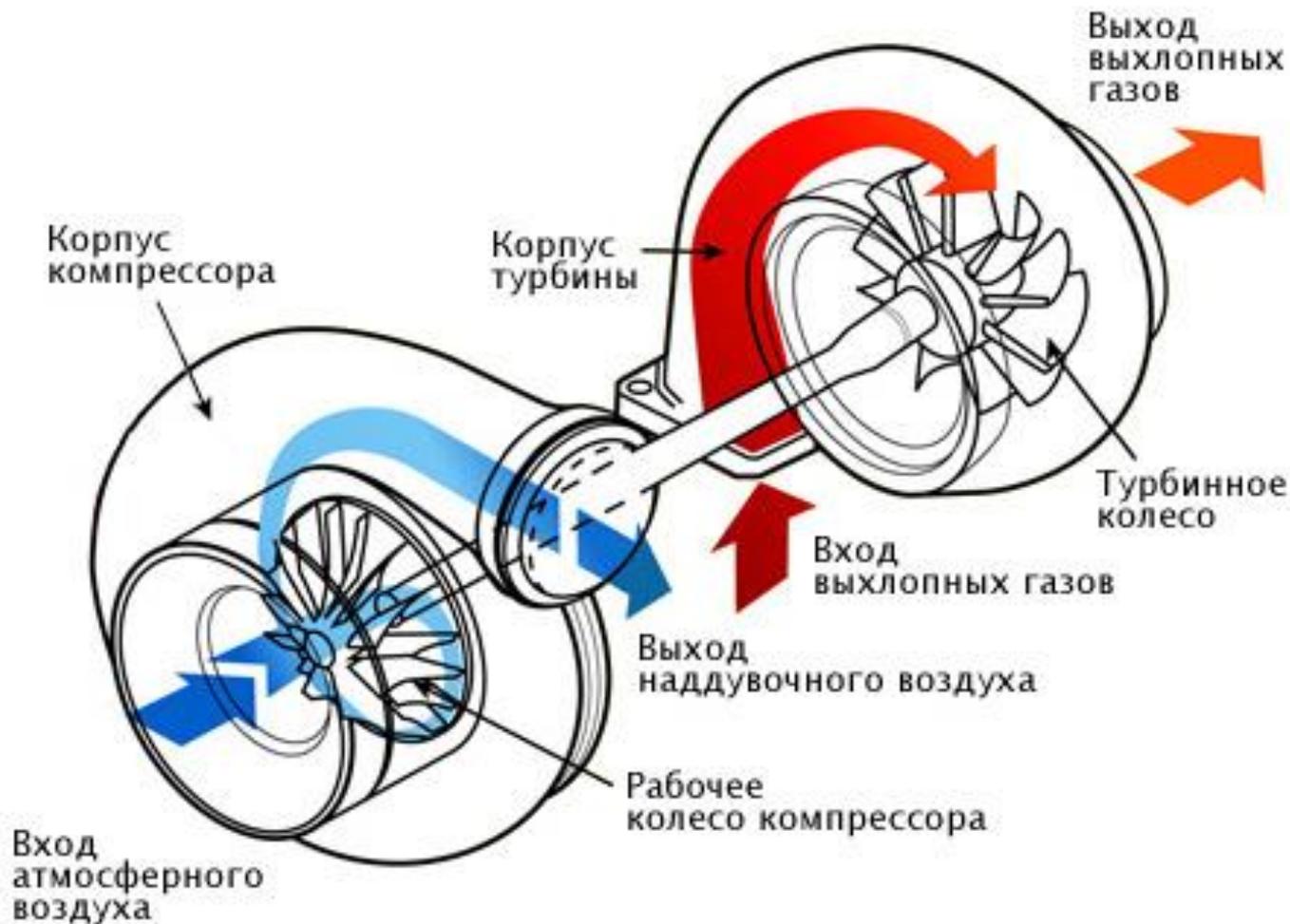
откуда оптимальное давление между ступенями:

$$p_x = \sqrt{p_1 \cdot p_2}.$$

Разделив обе части предыдущего равенства на p_1 , получим:

$$\varepsilon = \frac{p_x}{p_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \frac{p_2}{p_x}.$$

Турбокомпрессор



Преимущества турбокомпрессоров

- меньшие габариты и масса;
- отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов;
- большая скорость вращения (электродвигатель на валу компрессора);
- большая производительность;
- равномерность подачи воздуха, поэтому не нужны большие резервуары;
- воздух чистый, не загрязненный смазкой;
- отсутствие инерционных усилий из-за отсутствия возвратно-поступательно движущихся поршней.

Недостатки турбокомпрессоров

- несколько меньшие КПД;
- у центробежных компрессоров степень сжатия до 8...10, производительность до 10 м³/с;
- у осевых компрессоров степень сжатия до 4...5, производительность очень высокая;
- поэтому при $V > 5$ м³/с лучше использовать осевые компрессоры с приводом от газовой турбины.

Есть также компрессоры струйные, ротационные и винтовые.