

**Лекция №8. Компрессоры, их классификация и принцип действия. Индикаторная диаграмма и основные рабочие параметры поршневого компрессора. Расчёт необходимой производительности компрессора и объемов главных резервуаров.**

**1. Общие сведения о приборах питания тормозов. Классификация компрессоров.**

Как известно из предыдущего материала, приборы питания тормозов сжатым воздухом предназначены для создания и хранения запаса сжатого воздуха определенного давления, с требуемыми физическими характеристиками, такими как влажность воздуха и его загрязненность. К приборам питания тормозов сжатым воздухом относятся:

- компрессоры;
- главные резервуары;
- предохранительные клапана;
- регуляторы давления;
- влагоотделители; маслоотделители; входные фильтры; воздухоохладители.

Компрессоры предназначены для обеспечения сжатым воздухом тормозной сети поезда и пневматической сети вспомогательных аппаратов: электропневматических контакторов, реверсоров, песочниц и др.

По своему принципу действия компрессоры подразделяют на две большие группы: поршневые и винтовые.

Винтовые компрессоры на подвижном составе только вводятся в эксплуатацию и еще не получили широкого применения, хотя обладают достаточными перспективами для широкого распространения на железнодорожном транспорте.

Используемые на сегодняшний день на подвижном составе поршневые компрессоры подразделяются по ряду признаков:

*1 – по числу цилиндров:*

- одноцилиндровые;
- двухцилиндровые;
- трехцилиндровые.

*2 – по числу ступеней сжатия:*

- одноступенчатые;
- двухступенчатые;

*3 – по расположению цилиндров:*

- горизонтальные;
- вертикальные;
- W – образные;
- V – образные;

*4 – по типу привода:*

- с приводом от электродвигателя;
- с приводом от дизеля.

*5 – по назначению:*

- основные;
- вспомогательные.

Вспомогательные компрессоры применяются на электроподвижном составе и предназначены для наполнения сжатым воздухом пневматических магистралей, например, главного воздушного выключателя, блокирования щитов высоковольтной камеры и токоприемника при отсутствии сжатого воздуха в главных резервуарах и резервуаре токоприемника.

**2. Принцип действия поршневых компрессоров.**

В одноступенчатом компрессоре, представленном на рисунке 4.1 всасывание и сжатие атмосферного воздуха происходят в одном цилиндре за два хода поршня. При движении поршня вниз в точке А открывается всасывающий клапан и по линии А—В—С

происходит всасывание при постоянном давлении. При движении поршня вверх в точке  $C$  закрывается всасывающий клапан и начинается процесс сжатия. В точке  $D$  открывается нагнетательный клапан и на участке  $D—F$  поршень выталкивает воздух в главный резервуар при постоянном давлении. При обратном движении поршня оставшийся во вредном пространстве воздух ( $V_0$ ) расширяется по линии  $F—B'$ . В точке  $B'$  открывается всасывающий клапан.

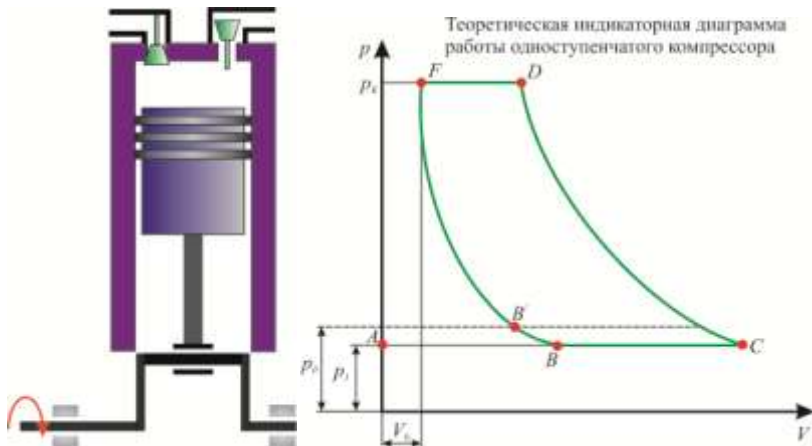


Рисунок 4.1. Принципиальная схема и теоретическая индикаторная диаграмма одноступенчатого компрессора.

В двухступенчатом компрессоре, показанном на рисунке 4.2, сжатие воздуха происходит в двух цилиндрах. При движении поршня первой ступени сжатия вниз открывается всасывающий клапан и на участке  $A—B—C$  происходит всасывание при постоянном давлении. При ходе поршня вверх в точке  $C$  всасывающий клапан закрывается. На участке  $C—D$  воздух сжимается и в точке  $D$  открывается выпускной клапан первой ступени сжатия и воздух выталкивается из цилиндра первой ступени. При движении поршня низкого давления вниз в цилиндре происходит расширение сжатого воздуха, оставшегося во вредном пространстве, по линии  $F—B$ . В точке  $B$  открывается всасывающий клапан и процесс повторяется.

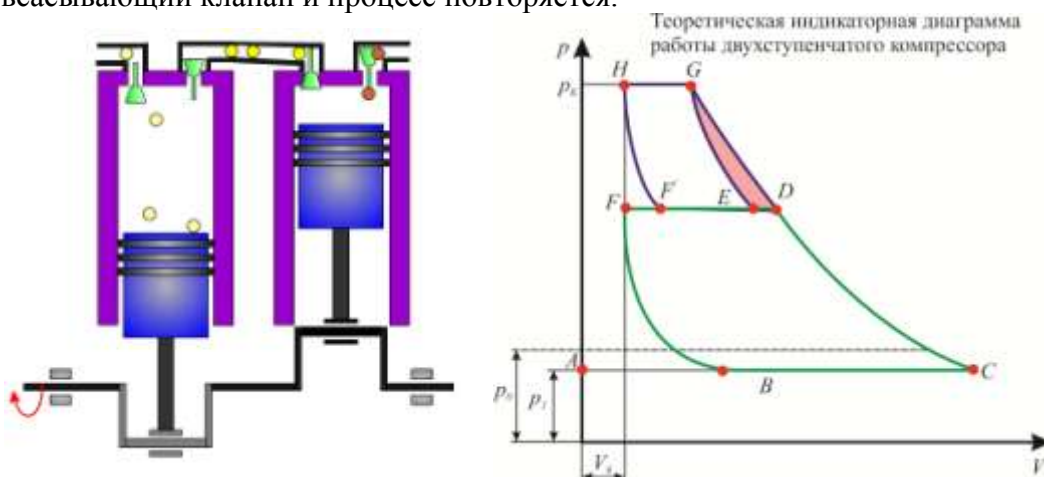


Рисунок 4.2 Принципиальная схема и теоретическая индикаторная диаграмма двухступенчатого компрессора.

В цилиндре высокого давления (вторая ступень сжатия) при движении поршня вниз воздух будет поступать в цилиндр по линии  $D—G$ . При движении поршня вверх по линии  $D—G$  произойдет сжатие и по линии  $G—H$  нагнетание в главный резервуар. Если компрессор имеет промежуточное охлаждение, то воздух из цилиндра первой ступени сжатия поступает сначала в холодильник (линия  $D—E$ ) и лишь затем по линии  $E—G$  в

цилиндр второй ступени. Выделенная площадь характеризует уменьшение работы сжатия за счет охлаждения воздуха между ступенями. В полости цилиндра при первой ступени сжатия давление повышается до 2 – 4 кгс/см<sup>2</sup>, а в полости 2 ступени сжатия — до 7,5 – 9 кгс/см<sup>2</sup>.

Двухступенчатое сжатие позволяет понижать температуру воздуха в конце сжатия, улучшить условия смазки компрессора и уменьшить потребляемую компрессором мощность за счет работы, сэкономленной благодаря охлаждению воздуха в промежуточном холодильнике, а также повысить объемный к.п.д. за счет уменьшения соотношения давлений нагнетания и всасывания.

### 3. Основные параметры и характеристики компрессоров.

Тип компрессора выбирается в зависимости от рода тягового подвижного состава. Компрессоры должны полностью обеспечивать потребность в сжатом воздухе при максимальных расходах и утечках его в поезде. Во избежание перегрева компрессора режим его работы устанавливают повторно-кратковременным: продолжительность включения (ПВ) под нагрузкой не более 50 % и продолжительность цикла до 10 мин. Непрерывная работа двухступенчатого компрессора допускается до 45 мин и одноступенчатого до 15 мин, но не чаще одного раза в течение 2 ч. Температура воздуха в нагнетательной трубе на расстоянии от 0,8 до 1,0 м от патрубка цилиндра при ПВ = 50% не должна превышать 200°С, а температура масла в картере — 85°С.

Основными показателями работы компрессора являются производительность (подача), объемный, изотермический и механический к.п.д.

Производительностью компрессора называется объем воздуха, нагнетаемый компрессором в резервуар в единицу времени, замененный на выходе из компрессора, но пересчитанный на условия всасывания.

В практической деятельности с достаточной точностью для определения производительности можно пользоваться следующей формулой:

$$Q = \frac{V \cdot (p_1 - p_2)}{t}; \quad (4.1)$$

где:  $V$  - объем резервуара, л;

$p_2$  - конечное давление в резервуаре, кгс/см<sup>2</sup>;

$p_1$  - начальное давление в резервуаре, кгс/см<sup>2</sup>;

$t$  - время повышения давления в резервуаре с начального до конечного давления.

Производительность компрессора локомотива определяют по времени повышения давления в главных резервуарах с 7,0 до 8,0 кгс/см<sup>2</sup>. Объемный к.п.д. характеризует уменьшение производительности компрессора под влиянием вредного пространства; он зависит от величины вредного пространства и давления. Объемный к.п.д. одной ступени определяется по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{V}{V_x}; \quad (4.2)$$

где:  $V$  - объем всасываемого воздуха;

$V_x$  - полный объем, описываемый поршнем при ходе их одного крайнего положения в другое.

Совершенство компрессора оценивается его изотермическим к.п.д.:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_k}; \quad (4.3)$$

где:  $N_{из}$  - мощность, затрачиваемая теоретически при изотермическом сжатии;  $N_k$  - мощность, необходимая для привода компрессора.

Механический к.п.д. компрессора учитывает потери на трение в самом компрессоре и потери на привод вспомогательных механизмов - вентилятора и масляного насоса.

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_k}; \quad (4.4)$$

где:  $N_i$  - индикаторная мощность (мощность, которая затрачивается на сжатие воздуха, определяемая по реальной индикаторной диаграмме).

Для транспортных двухступенчатых компрессоров  $\eta_{об} = 0,7 - 0,75$ ;  $\eta_{из} = 0,40 - 0,55$ ;  $\eta_m = 0,79 - 0,82$ .

Таблица №.4.1 Техническая характеристика применяемых компрессоров.

Элементы характеристики	Обозначение											
	Э500	КТ6, КТ7,	КТ6эл	ПК-35	ПК5,25	ПК3,5	ПК1,75	ВПЗ-4/9	ВВ-1,5/9	ЭК-7Б (ЭК-7В)	К-1	К-2
Номинальная подача, м3/мин	1,75	5,3	2,75	3,5	5,25	3,5	1,75	3,5	1,75	0,62 (0,58)	2,0	2,63
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	200	850	440	1450	1450	1450	1450	1000	1000	560 (540)	700	720
Давление нагнетания, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	0,9
Расположение цилиндров	Г	W	W	V	V	V	V	Г и В	В	Г	V	W
Число цилиндров: общее	2	3	3	2	6	4	2	2-д	1-д	2	2-д	2
первой ступени	1	2	2	1	3	2	2	2	1	2	2	1
второй ступени	1	1	1	1	3	1	1	2	1		2	1
Диаметр цилиндров, мм:												
первой ступени	245	198	198	190	140			185	185	112	155	155
второй ступени	140	155	155	110	80			152	152	-	125	125
ход поршня, мм	225	144 и 146-1ст 153-2ст	144 и 146-1ст 153-2ст	110	98			80	80	92	100	120
Масса компрессора, кг: общая	670	646	630	350	310			344	238	118*	220	360
на 1 м3/мин	384	122	295	108	59			114	136	190 (203)	110	137
Потребляемая мощность, кВт: общая	15	44	24,2	32	37			21	13,3	5,0 (4,7)	17,6	18,7
на 1 м3/мин	8,6	8,3	8,76	9,15	7,04			7,02	7,6	8,06 (8,1)	8,8	7,2

#### 4. Расчет потребной производительности компрессорной установки.

Определение потребной производительной компрессорной установки выполняется исходя из следующих условий. Общая потребная производительность компрессора равна:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{утечек}} + Q_{\text{торможения}} + Q_{\text{другие}}; \quad (4.5)$$

где  $Q_{\text{утечек}}$  – расход воздуха, затрачиваемый на питание утечек в тормозной сети поезда;

$Q_{\text{торможения}}$  – расход воздуха на отпуск и зарядку тормозов поезда после торможения;

$Q_{\text{другие}}$  – расход воздуха на вспомогательные (другие) нужды, принимаемый равным 12000 л/ч.

Расход воздуха на утечки в тормозной магистрали поезда можно определить по формуле:

$$Q_{\text{утечек}} = 60 \cdot \Delta p_{\text{утечек}} \cdot V_{\text{торм.сети}} \cdot \quad (4.6)$$

где  $\Delta p_{\text{утечек}}$  – допускаемые утечки из тормозной магистрали поезда, атм./мин. Для расчета потребной производительности компрессорной установки установлено  $\Delta p_{\text{утечек}} = 0,2$  атм./мин;

$V_{\text{торм.сети}}$  – объем тормозной сети поезда (магистральный воздухопровод, запасный резервуар, рабочие камеры, отростки), в литрах.

$$V_{\text{торм.сети}} = (V_{\text{маг.}} + V_{3P} + V_{P.P.}) \cdot N_{\text{ваг}} \quad (4.7)$$

где  $V_{\text{маг.}}$  – объем магистрального воздухопровода (для одного грузового вагона может быть принят равным 14,2 л);

$V_{3P}$  – объем запасных резервуаров (для одного грузового вагона объем запасного резервуара принимается равным 78л);

$V_{P.P.}$  – объем рабочих резервуаров (для одного грузового вагона, можно принять объем рабочих резервуаров равным 9,5 л);

$N_{\text{ваг}}$  – число вагонов в поезде. Для расчета грузовой поезд принимается равным 100 четырехосным вагонам.

Расход воздуха на торможение может быть определен по формуле:

$$Q_{\text{торможения}} = \Delta p_{TM} \cdot V_{\text{торм.сети}} \cdot n; \quad (4.8)$$

где  $\Delta p_{TM}$  – величина средней степени торможения (при расчете производительности компрессора, принимается равной 0,8 атм.);

$n$  – среднее количество торможений за час (может быть принято равным 10).

Следовательно, в результате расчета получим:

$$Q_{\text{торможения}} = 0,8 \cdot (14,2 + 78 + 9,5) \cdot 100 \cdot 10 = 81360 \text{ л/ч};$$

$$Q_{\text{утечек}} = 60 \cdot 0,2 \cdot (14,2 + 78 + 9,5) \cdot 100 = 122040 \text{ л/ч};$$

$$Q_{\text{общ}} = 122040 + 81360 + 12000 = 215400 \text{ л/ч}.$$

Переходя к минутному расходу получим:

$$Q_{\text{общ}} = \frac{215400}{60} = 3590 \text{ л/мин}.$$

Кроме того, необходимо также учесть утечки из главных резервуаров локомотива, которые составляют 120-150 л/мин. Тогда потребная производительность компрессорной установки получится равной примерно 3710-3740 л/мин.

Объем главных резервуаров должен быть таким, чтобы при неработающем компрессоре главные резервуары могли обеспечить зарядку тормозной магистрали после полного служебного торможения ПСТ. При этом главный резервуар не должен пополнять

воздух в запасных резервуарах, израсходованный на предыдущее полное служебное торможение.

Потребный объем главных резервуаров ( $V_{GP}$ ) может быть определен по следующей зависимости:

$$V_{GP} = \frac{\Delta p_{TM} \cdot V_{маг.}}{\Delta p_{GP}}; \quad (4.9)$$

где  $\Delta p_{TM}$  - величина снижения давления воздуха при полном служебном торможении (принимается равной 1,5 атм.);

$\Delta p_{GP}$  - величина возможного снижения давления в главных резервуарах (принимается как разница между минимальным поддерживаемым давлением в главных резервуарах нормальным зарядным давлением в тормозной магистрали и равным  $7,5 - 5,5 = 2,0$  атм.).

Таким образом, потребный объем главных резервуаров для грузового локомотива равен:

$$V_{GP} = \frac{1,5 \cdot 14,2 \cdot 100}{2,0} = 1065 \text{ л.}$$

Полученный объем главных резервуаров и производительность компрессора проверяются также на возможность зарядки отпуска тормоза после полного служебного и экстренного торможений. При этом должно выполняться соотношение:

$$Q_{компр.} \cdot t_{омн.} + \Delta p_{GP} \cdot V_{GP} \geq \Delta p_{маг.} \cdot V_{маг.} + \Delta p_{P.P.} \cdot V_{P.P.} + \Delta p_{утечек} \cdot V_{торм.сети} \cdot t_{омн.} + (0,85 \cdot p_{зр} - p'_{зр}) \cdot V_{зр} \quad \text{где} \quad (4.10)$$

$Q_{компр.}$  - производительность компрессорной установки, л/мин;

$\Delta p_{маг.}$  - снижение давления в тормозной магистрали при торможении (при полном служебном торможении принимается равным 1,5 атм., а при экстренном торможении 5,0 атм.);

$\Delta p_{P.P.}$  - перепад давления в рабочих резервуарах (при полном служебном и экстренном торможениях можно принять равным 1,2-1,3 атм.);

$\Delta p_{утечек}$  - темп снижения давления в тормозной сети из-за наличия утечек (принимается равным 0,2 атм./мин);

$t_{омн.}$  - расчетное время полного отпуска тормозов и подзарядки запасного резервуара до 85% от полного зарядного давления (для грузового поезда из 100 вагонов принимается равным 3 мин. после полного служебного торможения и 5 мин. после экстренного торможения);

$p_{зр}$  - зарядное давление в запасных резервуарах (принимается равным 5,3-5,5 атм.);

$p'_{зр}$  - давление в запасных резервуарах после торможения (после полного служебного и экстренного торможений можно принять равным 4,0 атм.);

$\Delta p_{GP}$  - допустимый перепад давления в главных резервуарах (как было показано ранее может составлять до 2,0 атм.).

Если данное неравенство выполняется для случаев полного служебного и экстренного торможений, то производительность компрессора и объем главных резервуаров можно считать достаточным, если нет, то требуется либо увеличение производительности компрессорной установки, либо установка дополнительных главных резервуаров.