

## Лабораторная работа

### ИСПЫТАНИЕ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

#### 7.1. Цель работы

Определение характеристик двухступенчатого поршневого компрессора

#### 7.2. Общие сведения

В поршневых компрессорах сжатие газа происходит в результате уменьшения объема, в котором заключен газ, при возвратно-поступательном движении поршня.

Поршневые компрессоры классифицируют по следующим признакам:

- по числу ступеней (одно-, двух- и многоступенчатые);
- по расположению осей цилиндров (горизонтальные, вертикальные, V-образные, W-образные и звездообразные);
- по компоновке ступеней (с однорядным и двухрядным, односторонним и оппозитным расположением цилиндров);
- по конструкции цилиндров (простого и двойного действия);
- по составу сжимаемого газа (воздушные, азотные, азото-водородные, аммиачные и др.);
- по величине развиваемой производительности (малой – до  $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ , средней – от  $10$  до  $30 \text{ м}^3/\text{мин}$  и большой производительности – более  $30 \text{ м}^3/\text{мин}$ );
- по величине создаваемого давления нагнетания (низкого – до  $1 \text{ МПа}$ , среднего – от  $1$  до  $8 \text{ МПа}$  и высокого давления – более  $8 \text{ МПа}$ ).

Одноступенчатые компрессоры обеспечивают большие подачи при сравнительно небольших давлениях ( $0,5 - 0,7 \text{ МПа}$ ). По своей конструкции они представляют собой компрессоры двойного или одинарного действия с горизонтальным или вертикальным расположением цилиндра.

Для подач от  $10$  до  $60 \text{ м}^3/\text{мин}$  обычно применяют горизонтальные компрессоры двойного действия, а для подач от  $60$  до  $100 \text{ м}^3/\text{мин}$  – горизонтальные компрессоры двухрядного исполнения. Частота вращения кривошипа больших горизонтальных компрессоров составляет  $100 - 200 \text{ об/мин}$ .

Вертикальные компрессоры одинарного действия с числом цилиндров до четырех имеют производительность от  $0,5$  до  $40 \text{ м}^3/\text{мин}$ , те же компрессоры двойного действия – до  $80 \text{ м}^3/\text{мин}$  и выше. Вертикальные компрессоры быстрее ( $n = 200 - 500 \text{ об/мин}$ ) и значительно компактнее горизонтальных. Износ поршня в них меньше, чем в горизонтальных компрессорах, так как при горизонтальном расположении цилиндра, особенно при большом его диаметре, происходит неравномерное одностороннее изнашивание поршня.

Вертикальный компрессор двойного действия имеет два цилиндра в одном блоке 2, снабженном водяной рубашкой. Компрессор – прямоточный, всасывающие клапаны расположены непосредственно в поршнях, а нагнетательные – в верхней части цилиндров. Воздух засасывается в цилиндр, когда в нем (в конце хода поршня вниз) открываются прорези, сообщающиеся с всасывающим трубопроводом. Благодаря прямому току воздуха и меньшему его подогреву компрессор обладает повышенным коэффициентом подачи. Кроме того, он отличается компактностью и не имеет узлов уплотнения.

Для получения высоких давлений газа применяют многоступенчатые компрессоры, в которых газ проходит последовательно ряд ступеней, постепенно сжимаясь до конечного давления. Между ступенями газ подвергают охлаждению в промежуточных холодильниках. Объемы цилиндров постепенно уменьшаются от первой к последней ступени.

Различают многоступенчатые компрессоры со ступенями сжатия в отдельно установленных цилиндрах и со ступенями сжатия в одном цилиндре с дифференциальным поршнем. При V-образной компоновке оси цилиндров располагаются под некоторым углом.

В двухступенчатом компрессоре со ступенчатым (дифференциальным) поршнем сжатие происходит в двух последовательно соединенных ступенях: сначала газ сжимается полной

поверхностью поршня до промежуточного давления, а затем после охлаждения в промежуточном холодильнике доводится до конечного давления обратной стороной поршня. Компрессор с дифференциальным поршнем может иметь несколько ступеней сжатия, образованных поверхностью цилиндра и поршнем переменного сечения. Соотношение между сечениями поршня зависит от степени сжатия в каждой ступени.

Дифференциальный поршень обычно применяют для двухступенчатого сжатия в машинах малой и средней производительности, так как в крупных машинах в связи с ограниченной длиной поршня возможно его заклинивание.

Для создания высоких давлений широко применяют одно-, двух- и многорядные многоступенчатые компрессоры.

Цилиндры компрессора могут быть расположены в два ряда (в первом ряду – цилиндры нечетных ступеней, во втором – четных ступеней). Благодаря такой системе расположения цилиндров машина имеет только два сальниковых узла. Все цилиндры имеют водяное охлаждение. Кроме того, между ступенями имеются промежуточные холодильники (на рисунке не показаны).

Многоступенчатые компрессоры с расположением цилиндров по одну сторону кривошипного вала имеют ограничения по частоте вращения кривошипного вала из-за динамической неуравновешенности конструкции. Поэтому в последнее время получили широкое применение оппозитные компрессоры со взаимно противоположным направлением движения поршней. Благодаря динамической уравновешенности они более быстроходны, имеют меньшие габариты и массу.

Характеристика поршневого компрессора представляет собой совокупность зависимостей производительности  $Q$ , потребляемой мощности  $N$ , коэффициента подачи  $\lambda$ , изотермического КПД  $\eta_{из}$ , а для неохлаждаемых компрессоров и адиабатического КПД  $\eta_{ад}$  от степени сжатия  $\varepsilon$ .

Степенью сжатия называется отношение давлений сжимаемого газа в конце и начале сжатия:

$$\varepsilon = \frac{p_H}{p_B} \quad (1)$$

где  $p_H$  и  $p_B$  – абсолютные давления нагнетания и всасывания, Па.

Производительностью компрессора называется количество газа, подаваемого компрессором в напорный трубопровод в единицу времени. Обычно производительность  $Q$  приводят в давлению и температуре газа на входе в компрессор (к условиям всасывания).

Характерным показателем работы компрессора является также подача, под которой подразумевается количество сжатого газа, подаваемого в нагнетательный трубопровод. Действительная производительность меньше теоретической вследствие наличия мертвого пространства, утечек газа через клапаны, сальники, между поршневыми кольцами и внутренней поверхностью цилиндра, нагрева газа при всасывании от рабочих органов компрессора и т. д. Отношение действительной производительности  $Q$  к теоретической  $Q_T$ , равной объему, описываемому поршнем в единицу времени, называется объемным КПД или коэффициентом подачи компрессора:

$$\lambda_{II} = \frac{Q}{Q_T} \quad (2)$$

Подводимая к валу компрессора мощность  $N_K$  затрачивается на сжатие и перемещение газа в рабочей части компрессора, а также на преодоление механических сил трения:

$$N_K = \frac{N_{инд}}{\eta_M} \quad (3)$$

где  $N_{инд}$  – индикаторная (внутренняя) мощность компрессора (величина работы, затраченной в цикле в единицу времени);

$\eta_M$  – механический КПД компрессора (учитывает затраты мощности на преодоление сил трения в кривошипно-шатунном механизме и цилиндре).

### 7.3. Описание лабораторного оборудования

Для выполнения лабораторной работы используется стенд поршневого компрессора среднего давления. На стенде установлен компрессор типа 2ОК-1 (см. рис. 1). Характеристики компрессора приведены в таблице 1.

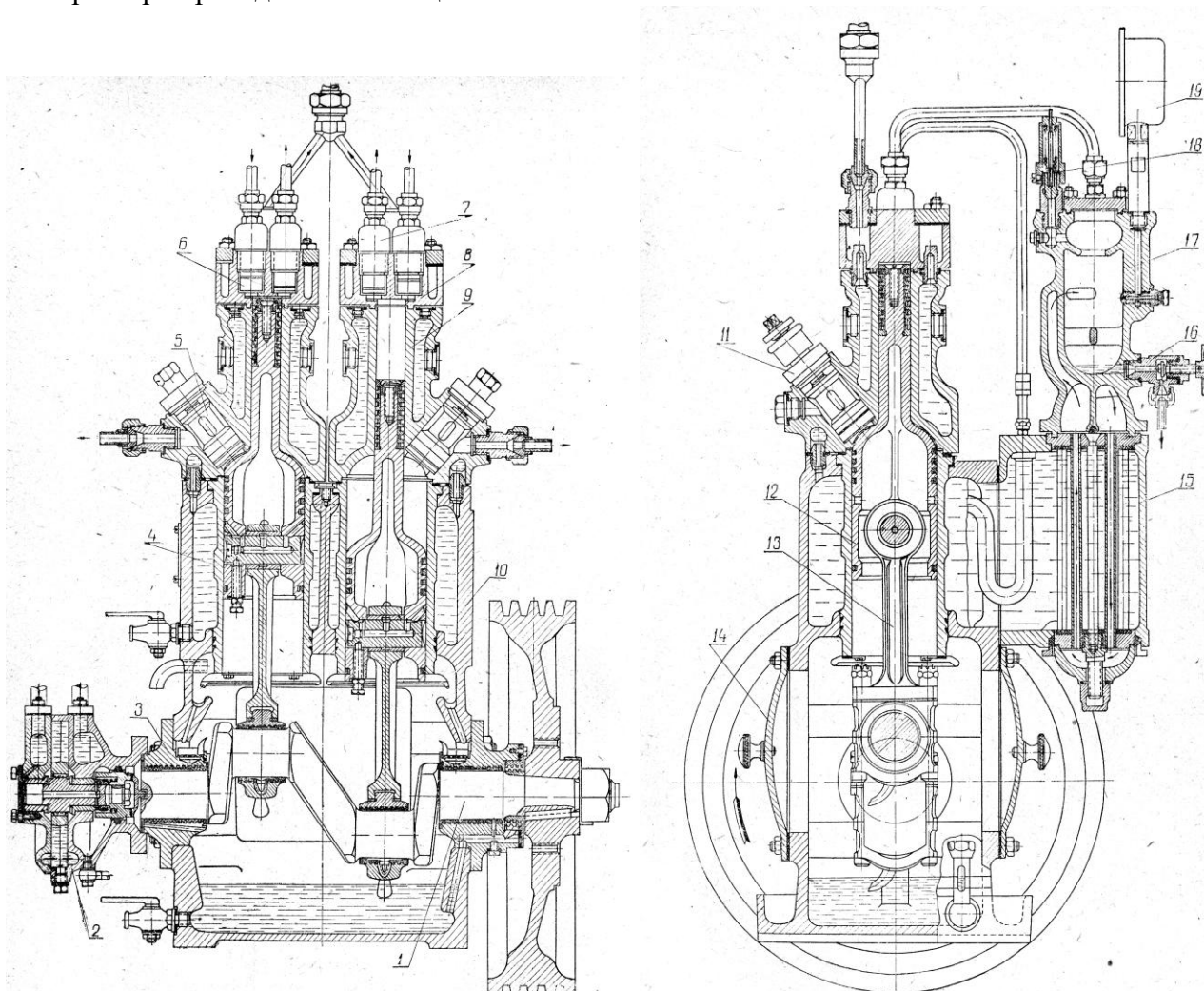


Рис. 1. Продольный и поперечный разрезы компрессора 2 ОК-1

1 – коленчатый вал; 2 – водяной вихревой насос; 3 – подшипник рамовый; 4 – полость охлаждения; 5 – клапан нагнетательный первой ступени; 6, 7 – клапан всасывающий и нагнетательный второй ступени; 8 – крышка цилиндра второй ступени; 9 – Цилиндр второй ступени и крышка цилиндра первой ступени; 10 – цилиндр первой ступени; 11 – клапан всасывающий первой ступени; 12 – дифференциальный поршень; 13 – шатун; 14 – крышка картера; 15 – корпус холодильников воздуха; 16 – клапан продувочный; 17 – корпус водомаслоотделителя; 18 – предохранительный клапан первой ступени; 19 – манометр после первой ступени.

Привод компрессора осуществляется от электродвигателя переменного тока через клиноременную передачу. Компрессор 2ОК-1 имеет два дифференциальных поршня и, соответственно, по два параллельно работающих цилиндра 1-й и 2-й ступеней.

Таблица 1

Характеристики компрессора 2ОК-1

Наименование параметра	Значение
Число ступеней $z$	2
Число рабочих полостей каждой ступени $\chi$	1
Число цилиндров 1-й и 2-й ступеней $i$	2
Частота вращения коленчатого вала $n$ , об/мин	500
Максимальное давление воздуха после 2-й ступени, МПа	6,0
Максимальное давление воздуха после 1-й ступени, МПа	0,9

Паспортная производительность компрессора (при $n_i = 500$ об/мин), м <sup>3</sup> /ч	
при $p_K = 6$ МПа	26
при $p_K = 3$ МПа	30
Мощность, потребляемая компрессором, не более, кВт:	
при конечном давлении 3 МПа	7,2
при конечном давлении 6 МПа	8,0
Диаметр цилиндра 1-й ступени $d_1$ , мм	100
Диаметр цилиндра 2-й ступени $d_2$ , мм	35
Ход поршня $S$ , мм	100
Охлаждение	принудительное, пресной или морской водой

Лабораторная установка (рис. 2) состоит из компрессора 2ОК-1 (поз. 1), электродвигателя 2, воздухопроводов высокого давления с арматурой на них и баллонов для сжатого воздуха 5. Компрессор всасывает воздух из бака-успокоителя 17, куда тот поступает через сужающее расходомерное устройство 18, в качестве которого используется профилированное сопло (лемниската). При определении расхода (подачи) воздуха фиксируется разница уровней в водяном дифференциальном манометре 19. Для измерения давления воздуха.

При работе компрессора вода и масло из сепаратора удаляется в сточную ёмкость через клапан продувания 12. Охлаждающая вода подается из водопровода. Для контроля за ее поступлением установленный водяной манометр 14. Температура охлаждающей воды на выходе контролируется по термометру.

На водомаслоотделителе компрессора установлен предохранительный клапан 1-ой степени 15, а на трубопроводе к баллонам – предохранительный клапан 2-ой степени 11. На воздушных баллонах установлены приемные клапаны 7. Для удаления конденсата из баллонов используют продувочные клапаны 6. Для выпуска воздуха из баллонов и компрессора в атмосферу на воздухопроводе установлен клапан 9, через который воздух поступает к глушителю 8.

После 1-ой и 2-ой степеней, а также в баллонах установлены пружинные манометры 13, 10 и 4 соответственно. Величина потребляемой мощности рассчитывается по показаниям электроприборов 3. Запуск электродвигателя осуществляется нажатием пусковой кнопки. Для уменьшения пусковых нагрузок можно прикрыть клапаны-регуляторы всасывания 16.

#### 7.4. Правила работы с компрессором

##### Запуск компрессора

- 1) Перед запуском необходимо произвести внешний осмотр стенда, убедиться в исправности привода к компрессору, проверить наличие масла в картере (в случае необходимости долить масло).
- 2) Закрыть приемный клапан на баллоне сжатого воздуха, если в баллонах давление выше атмосферного.
- 3) Открыть клапан продувания на сепараторе.
- 4) Пустить охлаждающую воду через рубашку цилиндров.
- 5) Пустить в ход компрессор нажатием пусковой кнопки.
- 6) Убедиться в нормальной работе компрессора и исправности манометров, постепенно закрывая продувочный клапан сепаратора.
- 7) Закрыть продувочный клапан сепаратора и одновременно открыть приемный клапан баллона.

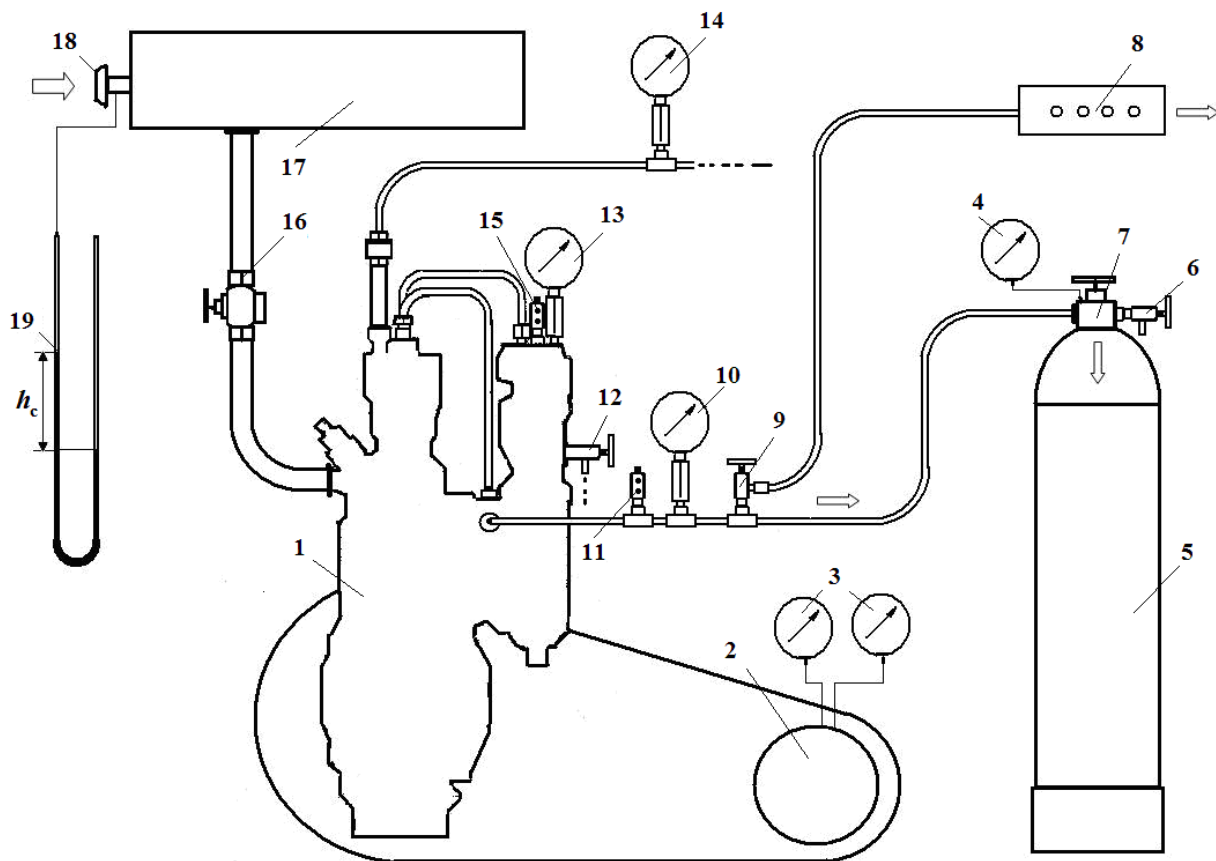


Рис. 2. Схема лабораторной установки:

1 – компрессор; 2 – двигатель; 3 – электроприборы; 4 – манометр; 5 – баллон; 6 – клапан удаления конденсата; 7 – воздухоприёмный клапан; 8 – глушитель; 9 – клапан сброса воздуха в атмосферу; 10 – манометр; 11 – предохранительный клапан; 12 – клапан продувочный; 13, 14 – манометры; 15 – предохранительный клапан; 16 – дроссельный клапан; 17 – бак-успокоитель; 18 – сопло расходомера; 19 – пьезометр

#### Обслуживание компрессора во время работы

При работе компрессора следить за температурой нагрева цилиндра. Этот контроль производится на ощупь, от руки. Температура воды, выходящей из компрессора, не должна быть выше 45 °С.

Следить за показателями манометра 1-й и 2-й ступеней. Предельные величины давления:  $p_1 = 8 \text{ кгс/см}^2$  (0,8 МПа);  $p_2 = 30 \text{ кгс/см}^2$  (3 МПа).

Каждые 20 мин открывать клапан продувания сепаратора, это же сделать в случае превышения давления в 1-й ступени (более 8 кгс/см<sup>2</sup>). Клапан держать открытым до полного удаления конденсата. Если давление 1-й ступени после продувания не снижается до нормального ( $p \leq 8 \text{ кгс/см}^2$ ), то это указывает на неисправность клапанов. Работа компрессора запрещается до устранения дефекта.

**Внимание!** Продувание компрессора при необходимости выполнять между измерительными циклами. Во время измерительных циклов клапан продувания не открывать. При открытом клапане продувания замеров не производить.

#### Остановка компрессора

Перед остановкой компрессора продуть и осушить воздушные полости цилиндров и холодильников. Для этого открыть клапан продувания сепаратора, закрыть вентиль на нагнетательном трубопроводе и дать поработать не менее двух минут.

Отключить питание электродвигателя.

Отключить охлаждающую воду.

Через 5 мин после остановки компрессора закрыть клапан продувания сепаратора.

## 7.5. Порядок проведения испытаний

При испытании компрессора следует получить его характеристику при постоянной частоте вращения коленчатого вала, представляющую систему зависимостей (рис. 3):

$$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_K = f(p_6)$$

$$Q, N_K = f(p_6)$$

$$\lambda_{II} = f(p_6),$$

где  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_K$  - степени повышения давления соответственно в 1-й, 2-й ступенях и во всем компрессоре;

$p_6$  - давление в баллонах (противодавление на выходе из компрессора);

$Q$  - производительность компрессора;

$\lambda_{II}$  - коэффициент подачи компрессора;

$N_K$  - потребляемая мощность компрессора.

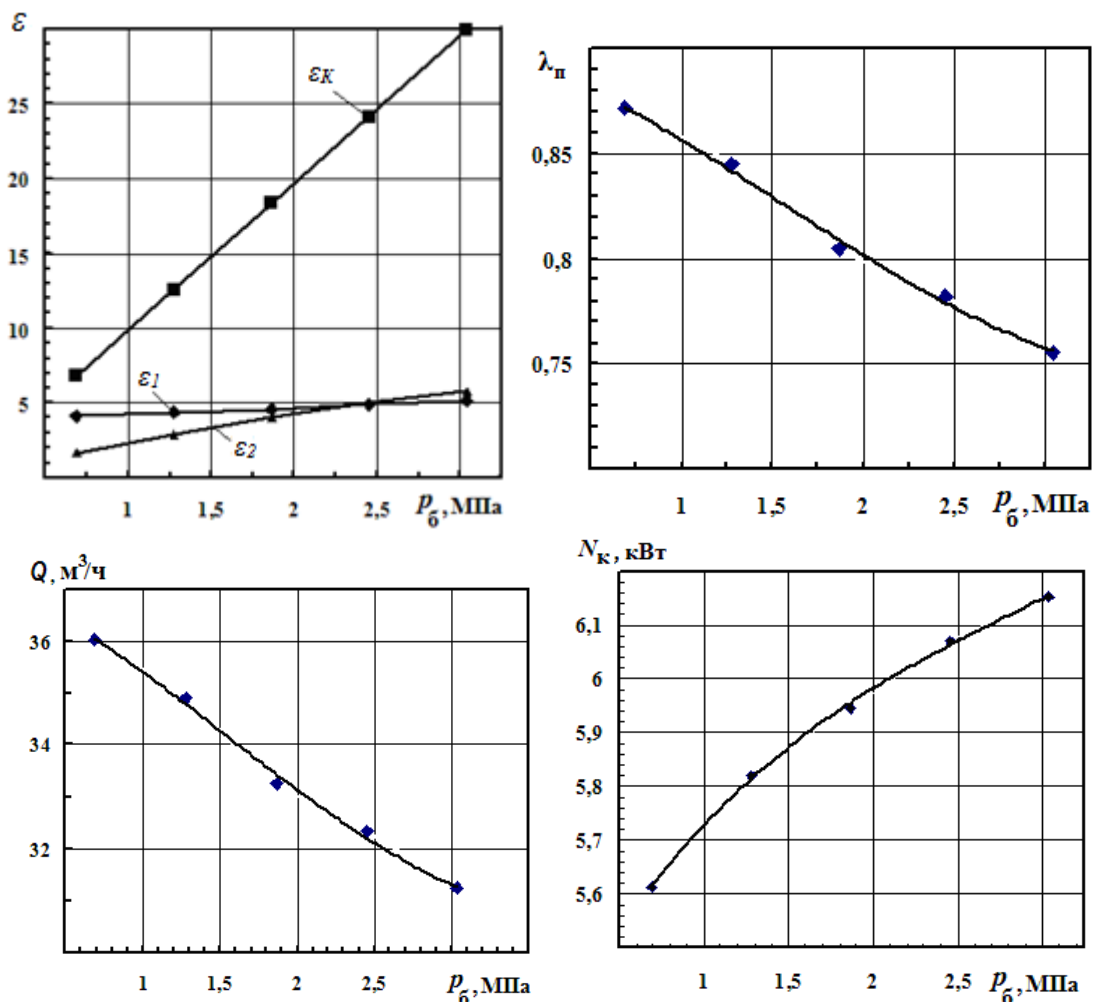


Рис. 3. Система основных зависимостей, характеризующих работу компрессора

Указанные зависимости должны строиться в диапазоне  $p_6$  от возможного минимума до 3 МПа. Минимум противодавления обеспечивается во время работы компрессора с открытым клапаном сброса воздуха в атмосферу 9 при предварительном удалении из баллонов сжатого воздуха.

## Основной цикл измерений

В этом цикле производительность компрессора определяется с помощью расходомерного сопла на всасывании. Измерение всех прочих параметров выполняется во время наполнения компрессором воздушных баллонов, без изменения режима его работы от пуска и до остановки. Работа должна выполняться на предварительно прогретом компрессоре и после удаления конденсата из воздушных баллонов. Последовательность проведения испытаний должна соответствовать изложенному ниже.

1) Задаться (по указанию преподавателя) предельным значением давления  $p_6$  в ходе испытаний. По умолчанию это 3 МПа. Далее задаться рядом промежуточных давлений, при которых будут выполняться все измерения в ходе испытаний. Рекомендуется задавать их от нуля через примерно равный интервал в делениях шкалы манометра, установленного на баллонах. По умолчанию принять интервал в 10 делений. Записать в таблицу 2 все промежуточные значения  $p_6$ , отсчитывая их от начального через принятый интервал, до давления 3 МПа.

2) Проверить положение приёмных клапанов на баллонах. Они должны быть открыты (штатное положение при проведении лабораторных работ). Открыть клапан продувания сепаратора компрессора и клапан сброса воздуха в атмосферу 9. После снижения давления воздуха в баллонах до нуля запустить компрессор (здесь рекомендуется частный случай запуска компрессорной установки, удобный для выполнения испытаний). По истечении двух минут удалить конденсат из баллонов, открыв клапаны продувания баллонов, после чего клапаны продувания баллонов закрыть. Ещё через 2 мин. записать начальное давление  $p_6$  в табл. 2. Не изменяя режима работы компрессора, записать все параметры, входящие в таблицу измерений.

3) Закрыть клапан продувания сепаратора и клапан сброса воздуха в атмосферу 9. Наблюдать за постепенным ростом давления воздуха в баллонах. В момент достижения очередного значения  $p_6$ , занесенного в таблицу, измерять, фиксировать, а затем заносить в таблицу измерений все параметры, приведенные в таблице 2.. Поскольку рост давления при наполнении компрессором воздушных баллонов происходит сравнительно медленно, фиксация всех параметров может быть выполнена без изменения режима работы компрессора с достаточной точностью, если каждый параметр будет наблюдать и заносить в таблицу специально назначенный участник испытаний.

4) После достижения предельного значения  $p_6$  компрессор остановить.

## Дополнительный цикл измерений

Оборудование стенда компрессора 2ОК-1 позволяет выполнять определение расхода воздуха двумя способами. В описанном выше случае для определения  $Q$  удобно использовать сужающее устройство (сопло) на всасывании. Если этого устройства нет, то можно определить расход воздуха объёмным способом, используя для этого воздушный баллон с известной ёмкостью. В данной работе этот способ используется дополнительно, для получения навыка определения производительности компрессора в обычных технических условиях. Измерения должны выполняться на предварительно прогретом компрессоре.

\*Из баллонов перед проведением эксперимента необходимо удалить конденсат, наличие которого изменяет расчётный объём баллонов.

Для определения производительности указанным способом необходимо выбрать произвольный интервал изменения давления в баллонах от  $p_{61}$  до  $p_{62}$ . Далее запустить компрессор и, наблюдая за ростом давления в баллонах, замерить время изменения давления  $\tau_{\text{зап}}$  от  $p_{61}$  до  $p_{62}$ . Установленная таким образом производительность должна быть отнесена к среднему давлению на выбранном интервале:

$$p_{6,\text{cp}} = \frac{p_{61} + p_{62}}{2} \quad (4)$$

Давления  $p_{61}$  до  $p_{62}$ , а также возможное число интервалов согласуются с преподавателем. Результаты измерений заносятся в таблицу 4.

**Внимание!** Открывание клапана продувания в момент измерения времени заполнения баллонов не допускается.

## 7.6. Обработка результатов измерений

### 1) Определение давлений воздуха.

Все манометры установки измеряют избыточное давление  $p_{\text{ман}} = p_{\text{изб}}$

При вычислениях в дальнейшем всех параметров, куда входят измеряемые давления, необходимо использовать абсолютные значения давлений. Для получения абсолютных давлений необходимо к избыточным давлениям прибавить показания барометра:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{изб}} + p_{\text{Бар}} \quad (5)$$

### 2) Определение расхода воздуха.

Расход воздуха в компрессорах может определяться различными способами.

а) Один из наиболее распространенных способов состоит в применении сужающих устройств – диафрагм или сопел, устанавливаемых обычно внутри трубопровода, по которому движется воздух. Установка сужающих устройств на всасывании удобнее в связи с тем, что плотность воздуха перед этим устройством практически не зависит от режима работы компрессора. Иногда установка сужающего устройства на всасывании невозможна из-за недостатка места или невозможности работать без штатного глушителя. Тогда сужающее устройство устанавливается на нагнетании. В этом случае плотность воздуха будет зависеть от режима работы компрессора.

Расход воздуха через сужающее устройство вычисляют по формуле:

$$G = A \sqrt{\rho_B \cdot h_{\text{ВХ}}}, \text{ кг/с} \quad (6)$$

где  $A$  – расчетный коэффициент, учитывающий геометрические, физические и конструктивные данные сужающего устройства. Для данного стенда  $A = 7,02 \times 10^{-4}$ .

$\rho_B$  – плотность воздуха на входе в устройство;

$h_{\text{ВХ}}$  – разность статических давлений до и после устройства (для сопла – до него и в самом узком месте сопла), мм. вод. ст.

Плотность воздуха на входе в устройство определяется по формуле:

$$\rho_B = \frac{p_{\text{ВХ}}}{R_B \cdot T_{\text{ВХ}}} \text{ кг/м}^3 \quad (7)$$

$p_{\text{ВХ}}$  и  $T_{\text{ВХ}}$  – абсолютное давление и температура воздуха перед устройством, Па и К соответственно; для данного стенда это параметры окружающего воздуха;

$R_B$  – газовая постоянная воздуха,  $R_B = 287$  Дж/кг·К;

Поскольку сужающие устройства нормально работают в установившемся потоке, а для объемных компрессоров характерны значительные пульсации, между сужающим устройством и объемным компрессором должен находиться бак-успокоитель.

б) Расход воздуха в поршневых компрессорах среднего и высокого давления может определяться методом заполнения баллонов известной емкости.

Для этого используется уравнение состояния:

$$p_6 \cdot V_6 = m_6 \cdot R_B \cdot T_6 \quad (8)$$

где  $V_6$  – объем баллона, м<sup>3</sup>;

$m_6$  – масса воздуха в баллоне, кг;

$T_6$  – температура воздуха в баллоне, К;

$p_6$  – давление воздуха в баллоне, Па.



Записав уравнения (8) для двух последующих значений  $p_6$  можно установить изменение массы воздуха  $m_6$  при изменении давления в баллонах. При известном времени заполнения баллона  $\tau_i$ . От первого выбранного давления  $p_6$  до последующего  $p_{6+1}$  можно установить среднюю производительность компрессора за время  $\tau_i$ :

$$G = \frac{m_{6i+1} - m_6}{\tau_i} = \frac{V_6(p_{6i+1} - p_6)}{R_B \cdot T_6 \cdot \tau_i}, \text{ кг/с} \quad (9)$$

Величина  $T_6$  меняется незначительно, поэтому для вывода формулы для  $m$  считаем ее постоянной и равной температуре окружающего воздуха.

Установленная таким образом производительность должна быть отнесена к среднему за время  $\tau_i$  давлению в баллонах. При малом изменении это давление находим как среднее арифметическое:

$$p_{6\text{ср}} = \frac{p_{6i+1} + p_{6i}}{2} \quad (10)$$

С целью стандартизации результатов вычисленную производительность приводят к так называемым «нормальным условиям», для которых температура на всасывании  $T_{\text{нр}}$  равна 293 К, а давление  $p_{\text{нр}} = 10330 \text{ кгс/м}^2$ .

Объемная производительность рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{G}{\rho_0}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (11)$$

Где  $\rho_0 = \frac{p_0}{R_B \cdot T_0}$  – плотность рабочей среды,  $\text{кг/м}^3$ .

Учитывая изложенное выше, можно записать:

$$Q = \frac{V_6 \cdot (p_{6i+1} - p_6) \cdot T_0}{T_6 \cdot p_0 \cdot \tau_i}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (12)$$

При расчетах  $Q$  по формуле (12) допустимо считать  $T_0 = T_6$ , если баллоны и компрессор находятся в помещении с одинаковой температурой.

Для приведения расходов к нормальным условиям используются выражения:

$$G_{\text{нр}} = G \cdot \frac{p_{\text{нр}}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{нр}}}} \quad \text{кг/с} \quad (13)$$

$$Q_{\text{нр}} = \frac{G_{\text{нр}}}{\rho_{\text{нр}}} = Q \sqrt{\frac{T_{\text{нр}}}{T_0}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (14)$$

### 3) Теоретическая производительность объемных компрессоров.

Теоретическая производительность определяется в зависимости от конструктивных данных объемных компрессоров по формуле:

$$Q_T = V_{\text{п}} \cdot n_K \cdot x \cdot 60 \cdot i, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (15)$$

где  $V_{\text{п}}$  – объем цилиндра, освобождаемый ходом поршня от ВМТ до НМТ для 1-й ступени,  $\text{м}^3$ ;

$n_K$  – частота вращения коленчатого вала компрессора, об/мин;

$x$  – число рабочих полостей 1-й ступени;

$i$  – число цилиндров 1-й ступени.

### 4) Определение коэффициента подачи объемных компрессоров

Коэффициент подачи компрессора определяется по формуле:

$$\lambda_{\text{п}} = \frac{Q}{Q_T} \quad (16)$$

где  $Q$  – действительная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/ч;  
 $Q_T$  – теоретическая производительность компрессора, м<sup>3</sup>/ч.

5) Вычисление степеней повышения давления.

Степени повышения давления определяются по формулам:

а) на одной ступени:

$$\varepsilon_i = \frac{P_{ni}}{P_{oci}} \quad (17)$$

б) всего компрессора:

$$\varepsilon_k = \frac{P_n}{P_o} \quad (18)$$

б) Определение мощности, потребляемой компрессором.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, определяется:

$$N_K = \frac{\sqrt{3}}{1000} \cdot I_\phi \cdot U \cdot \cos\varphi \cdot \eta_{ЭЛ} \cdot \eta_{ПЕР} = N_o \cdot \eta_{ЭЛ} \cdot \eta_{ПЕР} \text{ кВт} \quad (19)$$

где  $U$  и  $I_\phi$  – значения линейных напряжений и фазной силы тока;

$\eta_{ЭЛ}$  – полный КПД электродвигателя (определяется по графику (рис. 4) в зависимости от процента загрузки электродвигателя);

$\eta_{ПЕР}$  – КПД передачи ( $\eta_{ПЕР} = 0,94$ ).

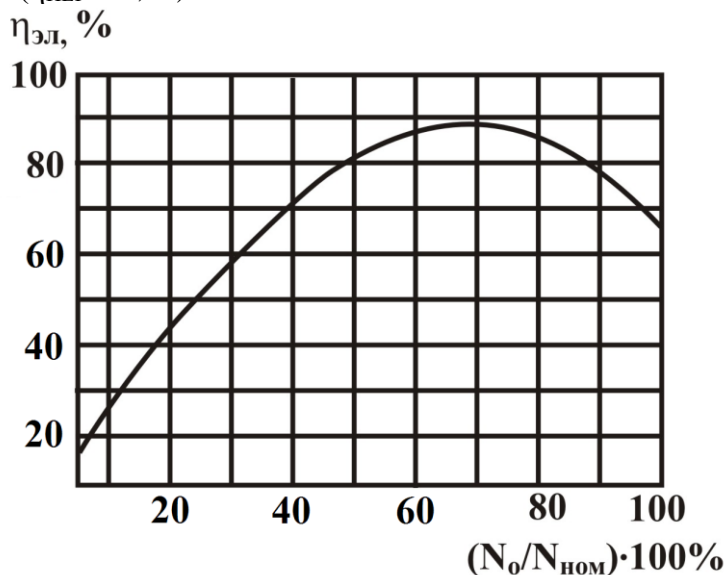


Рис. 4. Зависимость КПД электродвигателя от его нагрузки

Все результаты заносятся в таблицы 2, 3 и 4, формы которых приведены ниже.

Перед таблицами необходимо указать следующие данные: барометрическое давление  $p_{Бар}$ , мм рт. ст.; температуру окружающей среды,  $t_0$  (°C); цены деления манометров в единицах их шкал; классы точности всех измерительных приборов; объем воздушных баллонов,  $V_б$ , включая объем соединительных воздушных труб, м<sup>3</sup>.

Таблица 2.

Результаты измерений при испытании (втаблице все давления избыточные)

№ п/п	$p_{бi}$	$h_{ВХ}$	$p_1$	$p_2$	$U$	$I_\phi$
	дел. шкалы	мм в.ст.	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	В	А
1						
2						
3						
4						

Таблица 3.

Расчетные параметров (в таблице все давления абсолютные)

№ п/п	$p_{бi}$	$h_{ВХ}$	$p_1$	$p_2$	$\varepsilon_1$	$\varepsilon_2$	$\varepsilon_K$	$Q$	$Q_T$	$\lambda_{П}$	$N_K$
	кПа	мм.в.ст.	кПа	кПа	-	-	-	м <sup>3</sup> /ч	м <sup>3</sup> /ч	-	кВт
1											
2											
3											
4											
5											

Таблица 4.

Определение расхода объёмным способом (в таблице все давления абсолютные)

№ п/п	$p_{бi}$	$p_{бi}$	$\tau_{зап}$	$p_{б.ср}$	$Q$
	дел	кПа	с	кПа	м <sup>3</sup> /ч
1					
2					