

В

ДЛЯ ВУЗОВ

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Под общей редакцией
д-ра техн. наук проф. Б. С. Фотина

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Холодильные и компрессорные машины
и установки»*



ЛЕНИНГРАД
„МАШИНОСТРОЕНИЕ“
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1987

ББК 31.76я7

П59

УДК 621.51/52 (075.8)

**Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий,
П. И. Пластинин**

Рецензенты: д-р техн. наук Т. Ф. Кондрагьева;
кафедра холодильных и компрессорных машин
Краснодарского политехнического института
(зав. кафедрой канд. техн. наук В. М. Шляховецкий)

**Поршневые компрессоры: Учеб. пособие для студентов
П59 вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и
компрессорные машины и установки»/Б. С. Фотин, И. Б. Пи-
румов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под общ. ред.
Б. С. Фотина. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние,
1987. — 372 с.: ил.**

(В пер.): 1 р. 10 к.

П $\frac{2307000000-081}{038(01)-87}$ 81-87

ББК 31.76я7
8П5.7

Переводя экономику страны на рельсы интенсификации, ключевую роль отводят машиностроению, среди многочисленной продукции которого важное место занимает компрессоростроение. Компрессорное оборудование широко применяется в различных отраслях народного хозяйства. Компрессоры составляют основу технологического оборудования химических производств, используются при добыче и переработке нефти, транспортируют природный газ по газопроводам, закачивают его в подземные хранилища, широко применяются в холодильной технике и технике разделения газов, во всех видах транспорта, подают сжатый воздух для привода пневматического оборудования и т. д.

В промышленности используются различные типы компрессоров. Каждый тип имеет свои области рационального использования. Очень широко распространены поршневые компрессоры. Компрессоры этого типа наиболее многочисленны, так как обладают рядом преимуществ — высоким коэффициентом полезного действия при средних и малых производительностях, возможностью достижения высоких давлений в одной установке, приспособленностью к работе на переменных режимах и т. п.

Настоящее учебное пособие призвано оказать помощь при изучении рабочих процессов в поршневых компрессорах, вопросов расчета и конструирования этих машин и их элементов.

В книге использованы материалы, излагаемые при чтении курсов лекций «Теория объемных машин» и «Теория, расчет и конструирование объемных компрессоров», читаемых в течение ряда лет кафедрой компрессоростроения Ленинградского ордена Ленина политехнического института им. М. И. Калинина, а также результаты научно-исследовательских работ, проводимых кафедрой. В качестве новых разделов, не нашедших отражения в других учебных пособиях, рассматриваются процессы в рабочих камерах и отдельных узлах компрессора с использованием аппарата термодинамики переменных масс и расчеты рабочих процессов в отдельной ступени с учетом уравнений движения клапанов, течения в линиях всасывания и нагнетания, утечек и перетечек, а также теплообмена газа в проточной части.

Книга написана коллективом авторов под общей редакцией проф. Б. С. Фотина. Проф. Б. С. Фотиным написаны предисловие, введение, гл. 2, 3, 11 и п. 9.3. Гл. 8 написана Б. С. Фотиным совместно с доц. В. С. Давыдовым. Гл. 1, 4, 5, 7 и пп. 6.6, 6.7 написаны проф. И. Б. Пирумовым. Гл. 12 и пп. 6.1—6.5 — доц. И. К. Прилуцким. Гл. 9 (кроме п. 9.3) и 10 написаны проф. П. И. Пластининым.

Авторы выражают благодарность О. Ю. Устюшенковой, В. В. Серегину, В. Б. Здалинскому за оказанную при подготовке рукописи помощь.

Машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов, называются *компрессорами*. Они являются основным технологическим оборудованием и непосредственно участвуют в изготовлении продукта в химической, нефтехимической, газовой промышленности и т. д. Компрессоры используются в производстве минеральных удобрений, пластмасс при добыче, транспортировке и переработке природного газа, нефти, искусственных жидких топлив и в других производствах (включаются в цепь агрегатов и машин, выполняющих технологический процесс, а также устанавливаются в отдельных помещениях, называемых *цехами компрессии*).

В машиностроении, горнодобывающей, угольной, пищевой и других отраслях промышленности используются компрессоры для сжатия воздуха, который служит энергоносителем для привода всевозможных машин и инструментов, облегчающих труд человека, т. е. для механизации трудоемких процессов. В этом случае компрессоры также устанавливают в отдельных помещениях, называемых *компрессорными станциями*, и централизованно подают сжатый воздух в цехи предприятия. В современном машиностроительном предприятии до 30 % всей расходуемой мощности идет на выработку сжатого воздуха.

В металлургической, коксогазовой и других производствах для интенсификации процессов горения подают сжатый воздух в металлургические печи, коксогазовые батареи и другие агрегаты. Здесь компрессоры также устанавливают в отдельных помещениях, называемых *воздуходувными станциями*. При выполнении строительных работ, геологоразведке, бурении нефтяных и газовых скважин, в угольных шахтах и рудниках используются передвижные компрессорные установки, смонтированные на автомобилях или отдельных тележках. Такие установки принято называть *передвижными компрессорными станциями*.

В настоящее время в стране эксплуатируются свыше 500 тыс. промышленных компрессоров, которые потребляют более 15 % энергии, вырабатываемой электростанциями страны. Изготовлением, ремонтом и обслуживанием компрессоров занято около одного миллиона работающих.

Производством компрессоров в нашей стране занято около 15 министерств и ведомств, предприятия которых выпускают свыше 500 типоразмеров компрессоров производительностью от $2,8 \cdot 10^{-5}$ до $200 \text{ м}^3/\text{с}$, давлением до 250 МПа и мощностью от нескольких ватт до 40 тыс. кВт.

В компрессорах происходит преобразование энергии, подводимой двигателем к валу, в энергию проходящих через них газов. Способ передачи энергии является основой классификации компрессоров по принципу действия.

По принципу действия все многообразие компрессорных машин можно подразделить на объемные, динамические и струйные. В объемных компрессорах передача энергии от двигателя к газу происходит в рабочей камере, периодически изменяющей объем из-за перемещения двигателем привода одной или нескольких ее стенок. В процессе изменения объема камера поочередно соеди-

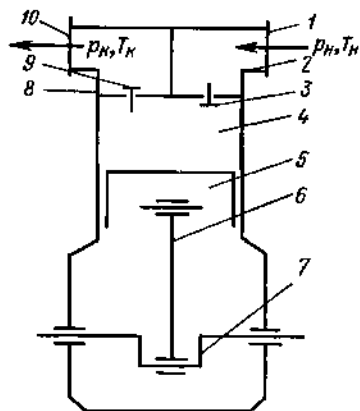


Рис. В.1. Схема поршневого компрессора с одной рабочей камерой и тронковым поршнем:

1 — всасывающий патрубок; 2 — камера всасывания; 3 — всасывающие клапаны; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6 — шатун; 7 — коленчатый вал; 8 — камера нагнетания; 9 — нагнетательные клапаны; 10 — нагнетательный патрубок

няется с полостью низкого и высокого давления газа, а некоторое время отсоединена от обеих полостей. За полный период изменения объема камеры газ, находящийся в ней, переместится из полости низкого в полость высокого давления. При этом двигателем производится работа для перемещения стенок камеры. К объемным компрессорам относятся все виды поршневых, винтовых и роторных машин.

В динамических или турбокомпрессорных машинах передача энергии к газу происходит непрерывно во вращающемся рабочем колесе, снабженном лопатками. При обтекании потоком газа решетки из профилей лопаток вращающегося колеса возникает подъемная сила, вызывающая ускорение потока, увеличение его скорости и давления. В дальнейшем в неподвижных элементах происходит добавочное увеличение давления за счет преобразования кинетической энергии газа. К динамическим компрессорам относятся центробежные, диагональные, осевые и вихревые машины.

В струйных компрессорах повышение давления основано на увлечении сжимаемого газа струей пара, жидкости или газа.

Рассмотрим более подробно рабочий цикл поршневого компрессора, в котором изменение объема рабочей камеры (цилиндра) происходит при возвратно-поступательном движении поршня.

Схема наиболее простой конструкции поршневого компрессора с тронковым поршнем представлена на рис. В.1.

Рассмотрим компрессор с одной рабочей камерой. Ее образуют неподвижные стенки втулки цилиндра, клапанная плита с размещенными в ней клапанами линий всасывания (всасывающими), нагнетания (нагнетательными) и подвижным поршнем, перемещающимся двигателем компрессора с помощью кривошипно-шатунного механизма. Обозначим камеру буквой A .

Начальное давление p_n и температуру T_n газа перед всасывающим отверстием (патрубком) и конечные после нагнетательного патрубка p_n и T_n считаем постоянными в течение всего цикла компрессора. При движении поршня от клапанной плиты к коленчатому валу объем камеры A увеличивается, и давление газа в ней снижается. Под разностью давления газа перед всасывающим патрубком p_n и в цилиндре p_c откроются линии всасывания и газ поступит в цилиндр, заполняя его увеличивающийся объем. Этот процесс называется *всасыванием*.

Увеличение объема цилиндра происходит до достижения поршнем нижней мертвой точки, т. е. наибольшего приближения к коленчатому валу. В этот момент еще p_c меньше p_n , клапаны линии всасывания открыты и газ продолжает поступать в цилиндр. Перемена направления движения поршня вызовет уменьшение объема цилиндра и повышение давления в нем как за счет уменьшения объема, так и поступления свежего газа. В момент сравнения величин давления в цилиндре и полости всасывания клапаны линий всасывания закроются, камера A станет замкнутой. Процесс всасывания при самодействующих клапанах в ступени заканчивается уже при обратном ходе поршня.

Дальнейшее движение поршня от вала к крышке вызывает повышение давления газа p_c и температуры T_c из-за уменьшения объема камеры. Происходит процесс *сжатия* газа.

Процесс сжатия заканчивается при некотором превышении давления в цилиндре над давлением в полости нагнетания и открытия из-за этого клапанов линии нагнетания. При этом камера перестает быть замкнутой и при дальнейшем движении поршня газ будет выталкиваться в полость нагнетания, а затем в сеть. Процесс вытеснения газа из камеры называется *нагнетанием* или *вытеснением*. Он заканчивается в момент наибольшего удаления поршня от вала, т. е. в верхней мертвой точке. Обычно к этому моменту в полости нагнетания и цилиндре давления выравниваются, клапаны линии нагнетания закрываются и рабочая камера опять становится замкнутой. В этот момент объем камеры наименьший, он и называется мертвым пространством. При перемене направления движения поршня в верхней мертвой точке объем камеры начнет возрастать, а давление и температура газа — падать. Процесс этот называется *расширением* и заканчивается в момент достижения в камере давления, равного давлению в полости всасывания, и открытия клапанов линии всасывания.

Процессы всасывания, сжатия, нагнетания и расширения образуют вместе цикл компрессора.

В компрессорах с дисковым поршнем и крейцкопфом рабочие камеры образуются по обе стороны поршня и рабочие циклы в них смещены относительно друг друга на половину оборота коленчатого вала.

В различных типах поршневых компрессоров — бескривошипных, осепопоршневых, свободнопоршневых дизель-компрессорах и большинстве ротационных и винтовых машин процессы в рабочих камерах практически аналогичны и отличаются кинематикой движения поршня и органами газораспределения.

Все многообразие компрессоров можно подразделить на следующие группы по создаваемым ими давлениям нагнетания (давление перед всасывающим патрубком принято равным атмосферному).

1. Компрессоры низкого давления, сжимающие газ до 1 МПа. В настоящее время в связи с тем, что для некоторого пневматического оборудования требуются более высокие давления (до 1,3 МПа), целесообразно, по-видимому, повысить границу давления компрессоров низкого давления до 1,5 МПа. Такие машины называют часто компрессорами общепромышленного или общего назначения. Подобного давления требуют пневматические инструменты, машины, приспособления и другие устройства, позволяющие заменять мускульную силу человека работой машин. Компрессоры низкого давления изготавливаются очень большими сериями и являются наиболее распространенным типом машин.

2. Компрессоры среднего давления, сжимающие газы до 10 МПа. Такие давления используются в некоторых химических производствах, холодильной технике, системах автоматического регулирования, пусковых устройствах двигателей внутреннего сгорания, при гашении искры в электрических выключателях, транспортировке газа и т. д. Подобные компрессоры изготавливаются уже меньшими сериями.

3. Компрессоры высокого давления создают давления до 100 МПа. Подобные компрессоры используются в производстве азотных удобрений, некоторых видов полиэтиленов, синтетических бензинов, мочевины и т. д. Такие компрессоры делаются еще более мелкими сериями.

4. Компрессоры сверхвысокого давления повышают давление газа выше 100 МПа. Верхний предел не ограничен. Такие компрессоры изготавливаются, как правило, индивидуально или очень небольшими сериями. Сверхвысокое давление используется при производстве некоторых видов полиэтиленов, в порошковой металлургии и других производствах.

Объемные компрессоры используются и как вакуум-насосы, создавая пониженное (относительно атмосферного) давление газа в системах. Технологические процессы с давлениями газа ниже атмосферного нашли также широкое распространение. Поршне-

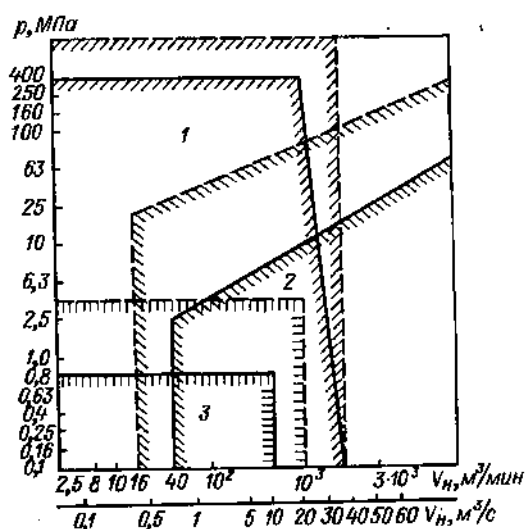


Рис. В.2. Области применения компрессоров:

1 — объемных поршневых; 2 — динамического действия (центробежных и осевых); 3 — объемных винтовых и роторных; — — — — — практическое применение; — — — — — в перспективе

вые вакуум-насосы (так называют компрессоры, создающие разрежение) могут понизить давление в системе до 10^3 Па.

Компрессорные машины подразделяются также по величине производительности. Под производительностью понимают количество

газа, подаваемого компрессором потребителю за единицу времени. В том случае, если производительность выражается в единицах объема за время, то объем определяется при параметрах газа перед всасывающим патрубком компрессора. Выраженная таким образом производительность называется приведенной, а количество газа, подаваемое за один ход поршня, называют подачей. По приведенной производительности поршневые компрессоры подразделяются на следующие группы.

1. Микрокомпрессоры, производительность которых изменяется в пределе от 0 до $3 \cdot 10^{-4}$ м³/с. Подобные машины используются для специальных целей в приборостроении, медицине и т. д.

2. Мини-компрессоры, производительность которых изменяется от $3 \cdot 10^{-4}$ до 0,01 м³/с. Эту группу составляют некоторые виды транспортных компрессоров, подающих сжатый воздух в тормозные системы, лабораторные компрессоры и т. д.

3. Компрессоры малой производительности с диапазоном ее изменения от 0,01 до 0,1 м³/с. Они используются чаще всего как машины общепромышленного назначения с давлением нагнетания до 1,5 МПа, в передвижных компрессорных установках и т. д.

4. Компрессоры средней производительности с диапазоном ее изменения от 0,1 до 1 м³/с. Основную часть этой группы составляют компрессоры общего назначения, используемые на компрессорных станциях заводов, шахт, рудников.

5. Компрессоры большой производительности. Они имеют производительность больше 1 м³/с и используются в основном на химических комбинатах. Широко используются в СССР на компрессорных станциях машины производительностью 1,66 м³/с. Изготавливаются машины и несколько большей производительности.

Подразделяются поршневые компрессоры и по виду сжимаемого газа на воздушные, азотно-водородные, этиленовые, азотные, кислородные, гелиевые, водородные, хлорные и т. д. Классификация по виду сжимаемого газа в какой-то мере указывает на особенности конструкции компрессора. Например, гелиевые и водородные компрессоры сжимают очень текучие газы и требуют специальных уплотнений поршня и штоков.

Иногда компрессоры подразделяют по виду двигателя привода на электрокомпрессоры, компрессоры с приводом от паровой машины и с приводом от двигателей внутреннего сгорания.

Несмотря на многие признаки, по которым классифицируются компрессоры, основную классификацию будем проводить по создаваемому давлению и производительности. На рис. В.2 дана диаграмма рационального использования различных типов компрессорных машин в зависимости от создаваемого давления и производительности.

Поршневые компрессоры являются наиболее распространенными и используемыми, когда требуются малые производительности при любых давлениях. Это микро-, мини- и малые компрессоры производительностью до $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$. Поршневые компрессоры средней производительности общепромышленного назначения конкурируют с винтовыми компрессорами. Если с точки зрения затрат энергии поршневые компрессоры имеют преимущества перед всеми другими типами компрессоров, то по металлоемкости, габаритным размерам, ремонтпригодности и межремонтному циклу они уступают другим машинам и, как правило, они более дорогие, чем винтовые.

При потребности в больших производительностях преимущество имеют машины динамического действия, т. е. осевые и центробежные компрессоры.

Для получения высоких и сверхвысоких давлений газа используются пока только поршневые компрессоры, так как нет еще других типов машин, которые были бы способны в промышленных условиях создавать давления $100\text{—}350 \text{ МПа}$ при сравнительно небольших производительностях.

Поршневой компрессор как машина для сжатия и перемещения газа был впервые использован для подачи воздуха в металлургическую печь в 1765 г. Его изобретателем и изготовителем был знаменитый творец паровой машины И. И. Ползунов. Почти до конца XIX в. поршневые компрессоры были единственным типом воздуходушных машин, применяемых в промышленности.

В конце XIX в. появились новые типы быстроходных двигателей — паровые турбины и электрические двигатели, которые дали возможность экономично использовать центробежные компрессоры. Изобретателем центробежного компрессора считается генерал И. И. Саблуко. Уже в начале XX в. центробежные ком-

прессоры вытеснили поршневые из металлургии при подаче газа в печи.

В 1940-х гг. шведский инженер Лисхольм изобрел винтовой компрессор. После длительной доработки конструкции и технологии изготовления этих машин в 1970—1980-х гг. они стали основными в передвижных компрессорных установках и конкурируют с поршневыми в стационарных установках.

В 1960-е г. появились и начали интенсивно внедряться в промышленность поршневые компрессоры без подачи смазки в цилиндры.

В настоящее время некоторые компрессоры изготавливаются в двух вариантах: со смазкой минеральными маслами и без нее.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ

1.1. ИДЕАЛЬНЫЙ ГАЗ. ПАРАМЕТРЫ И УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ

Физическое состояние газа определяется параметрами или координатами состояния (например, абсолютной температурой T , давлением p , удельным объемом v или плотностью ρ).

Состояние газа однозначно определено, если задано два независимых интенсивных, т. е. не зависящих от количества газа параметра. В неявном виде параметры состояния связаны зависимостью

$$f(p, v, T) = 0.$$

Большинство промышленных газов при давлениях и температурах, характерных для компрессоров среднего и низкого давления с достаточной для технических расчетов точностью, подчиняются уравнению состояния Менделеева—Клапейрона

$$pV = mRT, \quad (1.1)$$

где $V = mv$; R — газовая постоянная (зависит только от свойства газа и является индивидуальной для каждого газа), Дж/(кг·К).

Для одного килограмма газа и одного киломоля газа μ это уравнение будет иметь вид

$$pV = RT \text{ или } p\mu\omega = \mu RT = 8314T, \quad (1.2)$$

где μR — универсальная газовая постоянная, равная 8314 Дж/(кмоль·К) и одинаковая для всех газов.

Газы, подчиняющиеся закону Менделеева—Клапейрона, называются идеальными, а само уравнение — уравнением состояния идеального газа.

1.2. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Чистые газы, составляющие смесь, называются компонентами смеси. Состав газовой смеси может быть задан массовыми или объемными долями компонентов. Пусть смесь состоит из $m_1, m_2 \dots m_n$ компонентов; общая масса смеси будет определяться по формуле

$$m = \sum_{j=1}^n m_j. \quad (1.3)$$

Массовая доля j -го компонента c_j составит

$$c_j = m_j / \sum_{j=1}^n m_j = m_j / m. \quad (1.4)$$

Из (1.3) и (1.4) следует, что

$$\sum_{j=1}^n c_j = 1.$$

Согласно закону Дальтона сумма парциальных давлений отдельных компонентов p_j равна полному давлению газовой смеси

$$\sum_{j=1}^n p_j = p_{\text{см}}. \quad (1.5)$$

Если некоторый компонент находится при полном давлении и температуре смеси, то его объем V_j называется приведенным объемом j -го газа, а его отношение к объему смеси $V_{\text{см}}$ называется объемной долей данного компонента

$$r_j = \frac{V_j}{V_{\text{см}}}.$$

Приведенный объем может быть найден из соотношения

$$p_{\text{см}} V_j = p_j V_{\text{см}}. \quad (1.6)$$

Суммируя (1.6) по всем компонентам, получим

$$p_{\text{см}} \sum_{j=1}^n V_j = V_{\text{см}} \sum_{j=1}^n p_j.$$

Учитывая (1.5), получим

$$V_{\text{см}} = \sum_{j=1}^n V_j \quad \text{или} \quad \sum_{j=1}^n r_j = 1.$$

Пересчет массовых долей в объемные и обратно может быть произведен по следующим формулам:

$$r_j = \frac{c_j / \mu_j}{\sum_{j=1}^n (c_j / \mu_j)}; \quad c_j = r_j \mu_j \left/ \sum_{j=1}^n r_j \mu_j \right.$$

Кажущиеся молекулярная масса и газовая постоянная смеси находятся из соотношений:

$$\mu_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^n (c_j / \mu_j)} = \sum_{j=1}^n r_j \mu_j;$$

$$R_{\text{см}} = 8314 \sum_{j=1}^n (c_j / \mu_j) = 8314 \left/ \sum_{j=1}^n r_j \mu_j \right.$$

Кажущийся показатель адиабаты может быть найден из выражения

$$1/(k_{\text{см}} - 1) = \sum_{j=1}^n [r_j / (k_j - 1)].$$

Удельной теплоемкостью газа называется количество теплоты, необходимое для нагрева единицы массы газа на один градус. В дальнейшем мы будем иметь дело только с удельной теплоемкостью и назовем ее для краткости просто теплоемкостью.

Теплоемкость можно определить как производную по температуре от количества теплоты, подводимой к газу,

$$c = \frac{dq}{dT}.$$

Теплоемкость газа зависит от процесса подвода тепла к газу. Наиболее часто употребляются значения теплоемкости при постоянном объеме c_v и постоянном давлении c_p . Для идеальных газов теплоемкости слабо зависят от состояния газа и их отношение можно с достаточной для практических целей точностью считать постоянным $c_p/c_v = k$. Величина k называется показателем адиабаты и согласно кинетической теории газов определяется уравнением

$$k = 1 + 2/j,$$

где j — число степеней свободы молекул газа, равное для одноатомных газов 3 ($k = 1,667$), для двухатомных — 5 ($k = 1,4$), для трехатомных — 6 ($k = 1,29$).

1.4. РЕАЛЬНЫЙ ГАЗ.

УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА

С помощью уравнения (1.2) не всегда удается с достаточной точностью описать поведение реальных газов. В реальных газах существует межмолекулярное взаимодействие и сами молекулы занимают некоторый собственный объем. При высоких давлениях все газы следует рассматривать как реальные. Реальность газа следует учитывать также при низких и средних давлениях для многоатомных газов при температурах, близких к критическим. Сложный характер межмолекулярного взаимодействия не позволяет получить уравнение состояния конкретного реального газа чисто теоретическими методами. Более целесообразным является получение уравнения состояния в виде интерполяционной формулы, описывающей экспериментальные данные. Существует много эмпирических или полуэмпирических уравнений состояния реального газа. Одно из них, называемое уравнением Майера—Боголюбова, можно представить в следующем наиболее общем виде:

$$pv = RT \left(1 - \sum_{j=1}^{\infty} \frac{j}{j+1} \frac{C_j}{v^j} \right), \quad j = 0, 1, 2, \dots, \quad (1.7)$$

где C_j — так называемые вириальные коэффициенты, зависящие только от температуры и определяемые из эксперимента.

Из (1.7) видно, что при малых плотностях газа, т. е. при $v \rightarrow \infty$ уравнение Майера—Боголюбова превращается в уравнение Менделеева—Клапейрона.

Часто уравнение состояния реального газа записывают в виде

$$pv = \xi RT, \quad (1.8)$$

где ξ — коэффициент сжимаемости.

Этот коэффициент зависит от параметров газа и находится экспериментально. Наряду с большим числом специфических за-

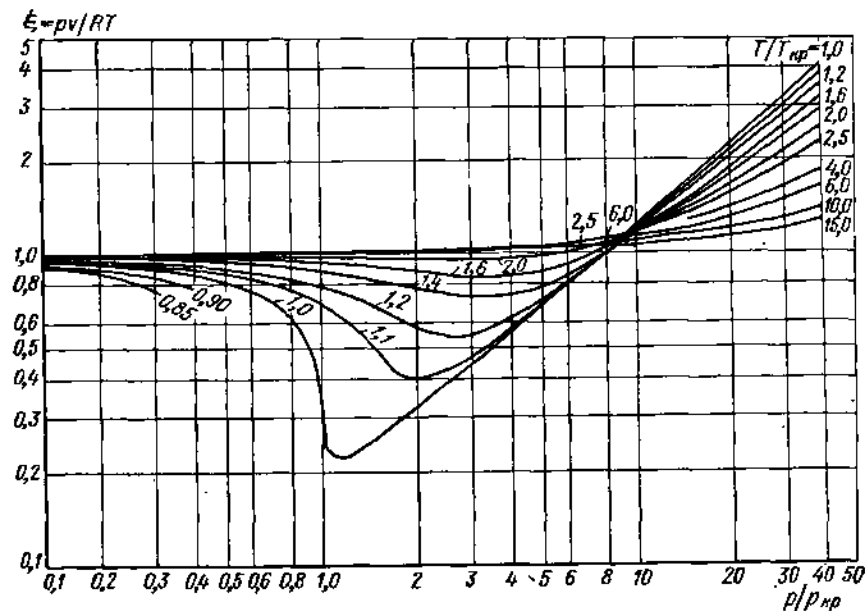


Рис. 1.1. Обобщенные зависимости для коэффициентов сжимаемости

висимостей вида $\xi = \xi(p, T)$ для конкретных газов, существует обобщенная приближенная зависимость $\xi = \xi(p/p_{кр}, T/T_{кр})$, где $p_{кр}$ и $T_{кр}$ соответственно критические давление и температура газа. Вид этой зависимости согласно Нельсону и Оберту [38] показан на рис. 1.1.

Согласно (1.8) удельный объем реального газа можно представить в виде следующей суммы

$$v = \frac{RT}{p} + (\xi - 1) \frac{RT}{p}, \quad (1.9)$$

где первое слагаемое можно рассматривать как удельный объем идеального газа при параметрах p и T , тогда второй член в правой части уравнения следует понимать как некоторый добавочный объем, учитывающий собственный объем молекул и влияние межмолекулярного взаимодействия.

Показатель отклонения сжимаемости определяется по формуле

$$\beta = (\xi - 1) RT/pRT_0 = T(\xi - 1)/T_0\rho,$$

где $T_0 = 273$ К.

Тогда для удельного объема реального газа будем иметь

$$v = R(T/p + 273\beta).$$

Зависимости ξ и β от давления для некоторых газов можно найти в соответствующих таблицах термодинамических свойств газов.

Сжимаемость газа может быть также учтена введением характеристического коэффициента

$$\rho = pv/p_0v_0,$$

где p_0 — стандартное атмосферное давление ($p_0 = 101,3$ кН/м²); v_0 — удельный объем при давлении p_0 и температуре T_0 .

1.5. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ИХ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ В p , v - И T , s -КООРДИНАТАХ

При кратком рассмотрении основных термодинамических процессов нас помимо прочего будет интересовать работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение газа. В термодинамике работу, совершаемую газом, принято считать положительной, а работу, совершаемую над газом, — отрицательной. Это означает, что для работы компрессора, требующего для сжатия и перемещения газа подвода энергии от внешнего источника, мы стали бы получать отрицательные величины, а это создает неудобство при практических расчетах. Поэтому условимся впредь работу, получаемую газом в компрессоре, считать положительной, а возвращаемую газом, — отрицательной.

Изохорный процесс. При изохорном процессе объем некоторой массы газа остается неизменным, тем самым сохраняется постоянным и удельный объем. Параметры состояния идеального газа при изохорном нагреве или охлаждении связаны соотношением

$$p_1/p_2 = T_2/T_1.$$

Если известно состояние 1 реального газа и один из параметров, кроме удельного объема в состоянии 2, то остальные могут быть найдены с помощью диаграмм состояния, таблиц термодинамических свойств данного газа или же из соответствующего уравнения состояния. Удельная работа сжатия, т. е. работа, приходящаяся на единицу массы газа, в изохорном процессе от состояния 1 до состояния 2

$$l_{1-2} = - \int_1^2 p dv = 0,$$

так как при $v = \text{const}$ $dv = 0$.

Количество подводимой (отводимой) теплоты при изохорном процессе может быть найдено из первого закона термодинамики

$$dq = du + p dv,$$

откуда, так как $dv = 0$, имеем

$$dq = du,$$

тогда

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dt.$$

Если изменением теплоемкости в интервале температур (T_1 , T_2) можно пренебречь, т. е. считать, что $c_v = \text{const}$, то

$$q_{1-2} = c_v (T_2 - T_1).$$

Найдем изменение энтропии при изохорном процессе

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_v dT = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T} dT.$$

При $c_v = \text{const}$ получим

$$s_2 - s_1 = c_v \ln (T_2/T_1).$$

В координатах p, v изохора изображается прямой, параллельной оси ординат; в координатах T, s — логарифмической кривой.

Изобарный процесс. При изобарном процессе остается неизменным давление некоторой массы газа. Параметры состояния идеального газа при изобарном процессе связаны соотношением

$$v_2/v_1 = T_2/T_1.$$

Если известны состояние 1 реального газа и один из параметров помимо давления в состоянии 2, то остальные могут быть найдены так, как об этом говорилось для изохорного процесса.

Удельная работа сжатия в изобарном процессе равна

$$l_{1-2} = - \int_1^2 p dv = p (v_1 - v_2).$$

Для идеального газа она может быть представлена в виде

$$l_{1-2} = R (T_1 - T_2).$$

Количество теплоты, подведенной к газу или отведенной от него, может быть найдено из первого закона термодинамики

$$dq = di - v dp,$$

откуда, т. к. $dp = 0$, имеем

$$dq = di,$$

тогда

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT.$$

Если изменением теплоемкости в интервале температур (T_1, T_2) можно пренебречь, т. е. считать, что $c_p = \text{const}$, то

$$q_{1-2} = c_p (T_2 - T_1).$$

Найдем изменение энтропии при изобарном процессе

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p dT = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT.$$

При $c_p = \text{const}$ получим

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

В координатах p - v изобара изображается прямой, параллельной оси абсцисс; в координатах T, s — логарифмической кривой.

Изотермный процесс. При изотермном процессе остается неизменной температура газа. Параметры состояния идеального газа при изотермном процессе связаны соотношением

$$p_1 v_1 = p_2 v_2.$$

Для реального газа справедливо сказанное ранее.

Удельная работа сжатия при изотермном процессе для идеального газа равна

$$l_{1-2} = - \int_1^2 p dv = - \int_1^2 \frac{RT}{v} dv = RT \ln \frac{v_1}{v_2} = RT \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.10)$$

В случае реального газа для нахождения работы при изотермном процессе необходимо знать зависимость давления от удельного объема, которая может быть задана либо соответствующим уравнением состояния, либо таблично. В последнем случае для вычисления интеграла в (1.10) используются численные методы.

Количество подводимой или отводимой теплоты при изотермном процессе может быть найдено из соотношения

$$dq = T ds. \quad (1.11)$$

Учитывая, что $T = \text{const}$, получим

$$q_{1-2} = T (s_2 - s_1).$$

Для идеального газа можно также записать

$$dq = du + p dv = c_v dT + p dv = p dv. \quad (1.12)$$

При изотермном процессе $dT = 0$. Это означает, что работа, совершенная над газом при его изотермическом сжатии, численно равна теплоте, отведенной от газа.

Учитывая (1.2), (1.11) и (1.12) для изменения энтропии идеального газа в изотермическом процессе, можно получить

$$s_2 - s_1 = R \ln (p_1/p_2) = R \ln (v_2/v_1).$$

В случае реального газа изменение энтропии следует находить с помощью соответствующего уравнения состояния либо с помощью таблиц или диаграмм состояния.

В координатах p, v изотерма изображается гиперболой $p = RT/v$; в координатах T, s — прямой, параллельной оси абсцисс.

Адиабатный процесс. При адиабатном процессе к газу не подводится и от него не отводится теплота, т. е. $dq = 0$. Этот процесс является хорошим приближением к реальным процессам сжатия и расширения, если последние протекают столь быстро, что не успевает произойти заметный теплообмен с окружающей средой. Полагая адиабатный процесс сжатия (расширения) газа в компрессоре обратимым, из соотношения (1.11) будем иметь $ds = 0$, так как $dq = 0$, т. е. при адиабатном процессе энтропия газа остается неизменной.

Уравнение адиабатного процесса для идеального газа можно получить из объединенных уравнений первого и второго законов термодинамики

$$T ds = di - v dp; \quad T ds = du + p dv.$$

Для адиабатного процесса $ds = 0$ и, следовательно,

$$di = c_p dT = v dp; \quad du = c_v dT = -p dv.$$

Деля первое уравнение на второе, получим

$$\frac{c_p}{c_v} = k = - \frac{v}{p} \frac{dp}{dv}$$

или

$$d \ln p = -k d \ln v. \quad (1.13)$$

Интегрируя последнее уравнение между точками 1 и 2 адиабаты, получим

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = k \ln \frac{v_1}{v_2},$$

откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1^k}{v_2^k}$$

или

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = p v^k = \text{const.} \quad (1.14)$$

Установим связь между T и v , а также T и p при адиабатном процессе. Подставляя в (1.14) выражения для p и v из уравнения Менделеева—Клапейрона, получим

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad \text{и} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.15)$$

Для адиабатного процесса в реальном газе можно получить соотношение, совпадающее с (1.13), однако при этом k уже не всегда можно считать постоянной величиной и интегрирование

уравнения (1.13) следует проводить численными методами или же воспользоваться средним значением показателя адиабаты, определяемого следующим соотношением:

$$k_{\text{ср}} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} k d \ln v}{\ln (v_2/v_1)} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} \frac{k}{v} dv}{\ln v_2 - \ln v_1}. \quad (1.16)$$

Удельная работа в адиабатном процессе сжатия между произвольными точками адиабаты может быть найдена с помощью первого закона термодинамики. В адиабатном процессе $dq = 0$, следовательно,

$$p dv = - du \text{ и } l_{1-2} = - \int_1^2 p dv = u_2 - u_1.$$

Учитывая (1.14), можно получить другое выражение для работы

$$l_{1-2} = - \int_1^2 \frac{p_1 v_1^k}{v^k} dv = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} - 1 \right] \quad (1.17)$$

или

$$l_{1-2} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.18)$$

Если показатель адиабаты не остается постоянным при изменении параметров газа между точками, то интеграл в уравнении (1.17) может быть найден либо численными методами, либо с помощью понятия о среднем значении показателя адиабаты (1.16).

Для идеального газа $p_1 v_1 = RT_1$ и уравнения (1.17) и (1.18) могут быть представлены в виде:

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} - 1 \right]; \quad (1.19)$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.20)$$

В координатах p, v адиабатный процесс изображается кривой, отвечающей соотношению (1.14), в координатах T, s — линией постоянной энтропии.

Политропный процесс. Процессы сжатия и расширения газа в реальном поршневом компрессоре происходят как с подводом теплоты к газу, так и с ее отводом от него. Это вызвано теплообменом газа со стенками рабочей камеры. Для схематизации таких

процессов часто используется представление о политропном процессе, под которым понимается процесс, удовлетворяющий уравнению

$$p v^n = \text{const}, \quad (1.21)$$

где n — некоторая произвольная, но постоянная для данного процесса величина, называемая показателем политропы.

Внешне уравнение (1.21) сходно с уравнением (1.14) и поэтому соотношения (1.15) – (1.20), полученные для адиабатного процесса,

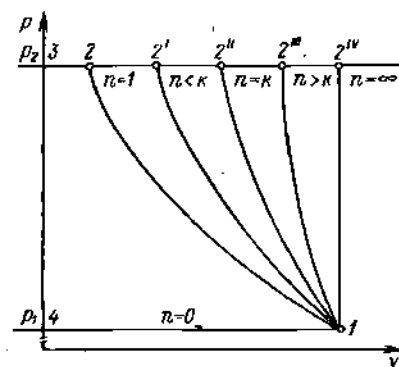


Рис. 1.2. Кривые процессов сжатия в координатах $p v$

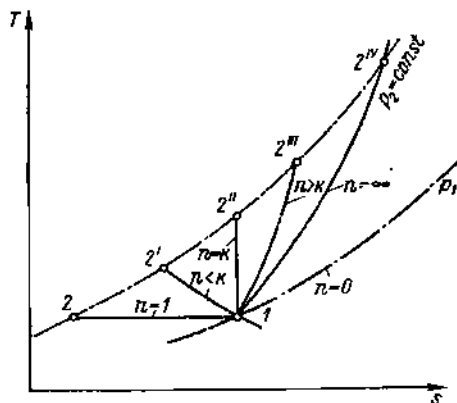


Рис. 1.3. Кривые процессов сжатия в координатах $T s$

можно использовать и для политропного, если в них показатель k заменить на n :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}};$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] = \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right];$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] = \frac{1}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Если в уравнении (1.21) положить $n = 1$, то мы получим уравнение изотермического процесса для идеального газа. Если же положить $n = k$, то (1.21) перейдет в уравнение адиабатного процесса с постоянным показателем адиабаты. Практический интерес при изучении поршневых компрессоров будут иметь значения n , начиная с единицы до величины, несколько превышающей k . Вид этих процессов в координатах p, v и T, s показан на рис. 1.2 и 1.3.

Свойства газов

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса	Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	Плотность (при 0 °С и $p=0,1013$ МПа), кг/м ³
Азот	N ₂	28,02	296,8	1,2505
Аммиак	NH ₃	17,03	488,3	0,7714
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,04	319,4	1,1709
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,12	143,1	2,703
Водород	H ₂	2,02	4125,0	0,08987
Воздух	—	28,96	287,2	1,2928
Гелий	He	4,00	2077,4	0,1785
Кислород	O ₂	32,00	259,9	1,42895
Метан	CH ₄	16,03	518,9	0,7168
Оксид углерода	CO	28,01	296,9	1,250
Двуокись углерода	CO ₂	44,01	188,9	1,9768
Сернистый ангидрид	SO ₂	64,06	129,8	2,9263
Сероводород	H ₂ S	34,08	244,1	1,5392
Хлор	Cl ₂	70,91	117,3	3,220
Этилен	C ₂ H ₄	28,05	296,5	1,2605

Газ	Критические параметры		Массовая теплоемкость (при 0 °С и $p=0,1013$ МПа), кДж/кг·К	Показатель адиабаты k (при 0 °С и $p=0,1013$ МПа)
	$T_{кр}$, К	$p_{кр}$, МПа		
Азот	126,0	3,39	1,038	1,40
Аммиак	405,4	11,30	2,043	1,31
Ацетилен	308,5	6,24	1,610	1,25
Бутан	425,0	3,80	1,592	1,10
Водород	32,8	1,29	14,195	1,41
Воздух	132,5	3,77	1,005	1,40
Гелий	5,0	0,23	5,207	1,66
Кислород	154,6	5,08	0,915	1,40
Метан	190,5	4,64	2,165	1,32
Оксид углерода	133,0	3,50	1,040	1,40
Двуокись углерода	304,0	7,38	0,815	1,31
Сернистый ангидрид	430,5	7,88	0,607	1,27
Сероводород	373,4	9,00	0,992	1,33
Хлор	417,0	7,71	4,723	1,36
Этилен	282,9	5,10	1,459	1,26

Количество теплоты, подводимой к газу или отводимой от него при политропном процессе, можно найти с помощью первого закона термодинамики

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + \int_1^2 p dv.$$

Интеграл в правой части этого уравнения вычислим с учетом соотношения между давлениями и температурами при политропном процессе

$$\int_1^2 p dv = \frac{1}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{1}{n-1} R (T_2 - T_1).$$

Для идеального газа, когда изменением n с температурой можно пренебречь, будем иметь

$$q_{1-2} = c_v (T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1} (T_2 - T_1) = \left(c_v + \frac{R}{n-1} \right) (T_2 - T_1).$$

Подставляя в предыдущее уравнение $R = c_p - c_v$, после несложных преобразований получим

$$q_{1-2} = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1).$$

Если теплоемкость идеального газа в политропном процессе обозначить через c_n и принять постоянной в рассматриваемом интервале параметров, то можно записать $q_{1-2} = c_n (T_2 - T_1)$ и получить выражение для теплоемкости идеального газа в политропном процессе

$$c_n = [(n-k)/(n-1)] c_v.$$

Найдем изменение энтропии при политропном процессе

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_n dT = \int_1^2 \frac{c_n}{T} dT. \quad (1.22)$$

Если, как и ранее, положить $c_n = \text{const}$, то (1.22) примет вид

$$s_2 - s_1 = c_n \ln (T_2/T_1).$$

При расчетах количества подведенной или отведенной теплоты и изменения энтропии в политропном процессе с реальными газами, когда температурной зависимостью c_n пренебрегать нельзя, следует воспользоваться соответствующими диаграммами или таблицами состояния. Свойства некоторых газов приведены в табл. 1.1 [33].

ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Одноступенчатым называют компрессор, повышающий давление газа от начального p_n до конечного p_k в рабочей камере (цилиндре). Величину p_k/p_n называют отношением давлений и обозначают Π .

В поршневых компрессорах происходят сложные рабочие процессы. С целью облегчения их понимания рассмотрим теоретический процесс. Он содержит в себе основные элементы реального процесса, но без усложняющих явлений, сопровождающих реальный компрессорный цикл.

В теоретическом рабочем процессе одноступенчатого компрессора принимаются следующие допущения: 1) в компрессоре сжимается среда, подчиняющаяся закону идеального газа; 2) отсутствуют газодинамические сопротивления движению газа в проточной части; 3) отсутствует теплообмен между газом и стенками проточной части; 4) уплотнения поршня и клапаны в закрытом состоянии абсолютно герметичны; 5) отсутствуют мертвые пространства; 6) отсутствуют колебания давлений газа до и после компрессора; 7) трения в механизме движения компрессора отсутствуют.

Основными параметрами компрессора являются его производительность, а также техническая работа и мощность, затрачиваемые на привод компрессора при заданных внешних условиях.

Под производительностью понимают количество газа, подаваемого потребителю компрессором за единицу времени. Если производительность выражена подаваемой в единицу времени массой газа, то ее называют массовой и обозначают буквой \dot{m} . Нередко производительность выражают в единицах объема, тогда ее называют объемной производительностью и обозначают \dot{V} . Объемная производительность, как правило, выражается при давлении и температуре газа перед всасывающим патрубком компрессора, т. е. при p_n и T_n .

За один оборот коленчатого вала при теоретическом процессе всасывается объем газа, равный произведению площади поршня F на максимальный ход поршня S_{\max} . Так как клапан и уплотнения поршня абсолютно герметичны, то это количество газа будет подано потребителю.

Объемная производительность при теоретическом процессе определяется по формуле

$$\dot{V}_z = FS_{\max} n = V_H n = \bar{V}_H,$$

где n — частота вращения вала, с^{-1} ; $FS_{\max} = V_h$ — объем, описываемый поршнем за ход; $V_h n = \bar{V}_h$ — объем, описываемый поршнем за секунду.

Массовая производительность компрессора при теоретическом процессе определяется по формуле

$$\bar{m}_\tau = \rho_B \bar{V}_h,$$

где ρ_B — плотность газа перед всасывающим патрубком компрессора.

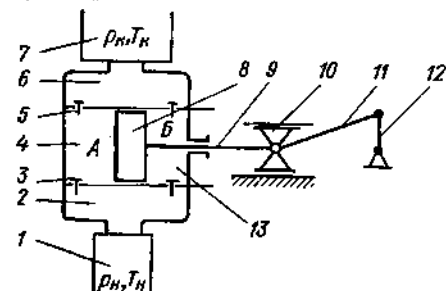


Рис. 2.1. Схема одноступенчатого компрессора с дисковым поршнем:

1 — полость низкого давления; 2 — полость всасывающих клапанов; 3 — клапан линии всасывания; 4 — полость цилиндра А; 5 — клапанная линия нагнетания; 6 — полость нагнетательных клапанов; 7 — полость высокого давления; 8 — поршень; 9 — шток; 10 — кривошип; 11 — шатун; 12 — кривошип; 13 — полость цилиндра Б

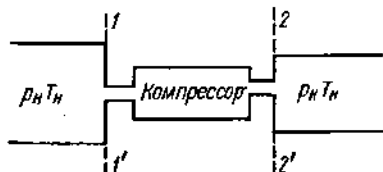


Рис. 2.2. Схема движения газа в компрессоре:

1—1' — сечение трубопровода до входа в компрессор; 2—2' — сечение трубопровода после выхода из компрессора

В допущениях, принятых для теоретического процесса, указывалось на отсутствие газодинамических сопротивлений движению газа и теплообмена со стенками проточной части компрессора, поэтому плотность газа в процессе всасывания постоянна и равна ρ_B .

В одноступенчатом компрессоре двойного действия с дисковым поршнем рабочие камеры в цилиндре образуются по обе стороны поршня (рис. 2.1). Масса газа, подаваемая за один оборот вала, определяется по формуле

$$m_\tau = \rho_B [FS_{\max} + (F - f) S_{\max}],$$

где f — площадь сечения штока, соединяющего поршень с кривошипно-шатунным механизмом.

Секундная производительность компрессора определяется уравнениями:

$$\bar{m}_\tau = \rho_B FS_{\max} n (2 - f/F);$$

$$\bar{V}_\tau = FS_{\max} n (2 - f/F).$$

Если одноступенчатый компрессор имеет l одинаковых рабочих камер (цилиндров), то его производительность

$$\bar{m}_\tau = l \rho_B \bar{V}_h.$$

Путь газа в одноступенчатом компрессоре схематично изображен на рис. 2.2. Компрессор всасывает газ из емкости с давлением газа p_1 , сжимает его и выталкивает в емкость с более высоким давлением p_2 . Рассмотрим изменение энергии газа при его перемещении через компрессор, используя дифференциальное уравнение энергии потока в механической форме для единицы массы газа

$$de = \frac{dc}{d\tau} ds + g \frac{\partial z}{\partial s} ds + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial h_w}{\partial s} ds, \quad (2.1)$$

где de — приращение удельной энергии газа; c — скорость потока; τ — время; g — ускорение свободного падения; z — положение центра тяжести элемента газа над плоскостью сравнения; h_w — удельные затраты энергии на преодоление потоком газа трений и местных сопротивлений; s — путь газа.

Для определения приращения энергии газа при перемещении по проточной части компрессора необходимо произвести интегрирование уравнения вдоль пути s . Проинтегрируем первое слагаемое уравнения (2.1)

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{dc}{d\tau} ds = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{dc}{d\tau} c d\tau = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

где c_1 и c_2 — скорости газа на входе и выходе из компрессора.

Результат интегрирования представляет собой приращение удельной кинетической энергии газа при прохождении им компрессора. В поршневых компрессорах скорости газа на входе c_1 и выходе c_2 из компрессора невелики и близки по значению. Изменением кинетической энергии поэтому можно пренебречь по сравнению с другими слагаемыми уравнения (2.1).

Проинтегрируем второе слагаемое

$$\int_{s_1}^{s_2} g \frac{\partial z}{\partial s} ds = (z_2 - z_1) g,$$

где z_1 и z_2 — положение центра тяжести элемента газа над плоскостью сравнения при входе и выходе из компрессора.

Обычно изменение энергии положения очень невелико, так как входной и выходной патрубки компрессора располагаются на близких уровнях, и этим изменением также можно пренебречь по сравнению с другими слагаемыми.

Рассмотрим третий интеграл:

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau. \quad (2.2)$$

Давление p зависит от времени τ и места положения элемента в проточной части. Полный дифференциал давления определяется по формуле

$$dp = \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau,$$

следовательно,

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds = \frac{dp}{\rho} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau.$$

Первый интеграл в уравнении (2.2) при $p_1 = p_n$ и $p_2 = p_n$ можно представить в следующем виде:

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{1}{\rho} dp = \int_{p_n}^{p_n} v dp. \quad (2.3)$$

При теоретическом процессе рабочая камера герметична и нет теплообмена между газом и стенками. Следовательно, процесс сжатия адиабатный. Выразим переменный удельный объем v через параметры газа в начале всасывания p_n , v_n и переменное давление p

$$v = v_n p_n^{1/k} (1/p^{1/k}). \quad (2.4)$$

Заменим переменный объем в уравнении (2.3) его выражением из уравнения (2.4)

$$\int_{p_n}^{p_n} v_n p_n^{1/k} \frac{dp}{p^{1/k}} = p_n^{1/k} v_n \int_{p_n}^{p_n} \frac{dp}{p^{1/k}}.$$

Произведи интегрирование, получим

$$p_n^{1/k} v_n \int_{p_n}^{p_n} \frac{dp}{p^{1/k}} = \frac{k}{k-1} p_n v_n \left[\left(\frac{p_n}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

При теоретическом процессе принято допущение об отсутствии колебаний давления газа перед всасывающим и после нагнетательного патрубка ($\partial p / \partial \tau = 0$), поэтому второй интеграл в уравнении (2.2) равен нулю.

Потери на трение в соответствии с принятыми допущениями также отсутствуют, поэтому последний интеграл уравнения (2.1)

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial h_w}{\partial s} ds = 0.$$

В связи с изложенным приращением удельной энергии газа при прохождении компрессора будет определяться по формуле

$$e_{1-2} = \int_{p_H}^{p_K} v dp = [k/(k-1)] p_H v_H \left[(p_K/p_H)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Если количество газа, прошедшее через компрессор, m , то приращение энергии газа E_{1-2} определится уравнением

$$E_{1-2} = [k/(k-1)] m p_H v_H \left[(p_K/p_H)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Это приращение энергии газа должно быть сообщено двигателем, мощность которого N_D расходуется на сжатие и перемещение газа N_H и на преодоление трения в деталях механизма движения $N_{тр}$.

Так как согласно сделанным допущениям трение отсутствует, то подводимая мощность N_D равна индикаторной

$$N_H = [k/(k-1)] \bar{m} p_H v_H \left[(p_K/p_H)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Удельная индикаторная работа $l_H = e_{1-2}$.

2.2. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ОДНОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Реальный рабочий процесс одноступенчатого компрессора отличается от теоретического тем, что ни одно из принятых допущений не соблюдается. В реальном процессе существуют сопротивления движению газа, теплообмен со стенками проточной части. Вследствие негерметичности уплотнений поршня и клапанов в закрытом положении возникает массообмен газа в цилиндре с соседними полостями. Оказывает влияние на изменение давления в процессах всасывания и нагнетания и динамика движения закрывающих органов клапанов. Но самое большое влияние на процесс оказывает объем газа, не вытесненный из цилиндра в конце нагнетания, вследствие наличия мертвого пространства.

В компрессорах сжимаются реальные газы, которые далеко не всегда и даже не все подчиняются законам идеального газа. Это может значительно изменить производительность и особенно затраты работы на сжатие и перемещение газа. В реальном компрессоре существует и трение в механизме движения компрессора, на преодоление которого необходимо затрачивать работу.

Рассмотрим более подробно процессы, происходящие в цилиндре и полостях всасывания и нагнетания компрессора (рис. 2.3).

В проточную часть компрессора газ поступает через всасывающий патрубок и затем в полость всасывания с переменной по величине скоростью. Из-за сопротивлений движению газа давле-

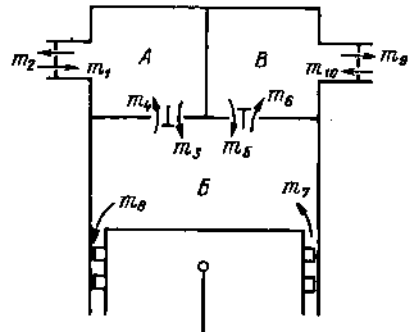


Рис. 2.3. Схема потоков газа в одноступенчатом компрессоре с тронковым поршнем: А — полость всасывающих клапанов; В — полость цилиндра; Б — полость нагнетательных клапанов

ние перед всасывающим патрубком $p_{н}$ будет больше давления в полости всасывания $p_{п.в}$ на величину $\Delta p_{п.в}$, пропорциональную квадрату скорости газа в патрубке. Так как

скорость переменна по времени, то и $\Delta p_{п.в}$ тоже переменна. Вследствие теплообмена с нагретыми стенками полости всасывания и массообмена с газом в цилиндре из-за негерметичности перекрытия каналов температура газа в полости будет повышаться и $T_{п.в} > T_{н}$. Максимум температуры соответствует моменту открытия каналов, а минимум — моменту их закрытия. Размах колебаний температуры будет зависеть от организации охлаждения стенок полости всасывания, герметичности клапанов и режима работы ступени.

Поступление газа из полости всасывания в цилиндр, снабженный клапанами, начинается, как только давление газа в цилиндре $p_{ц}$ станет меньше, чем $p_{п.в}$. Если ступень снабжена управляемым от коленчатого вала золотниковым механизмом, то открытие окон всасывания произойдет при заданном угле поворота вала. Движение газа в проточной части клапанов или окнах всасывания происходит также с переменными скоростями, вызванными переменной скоростью поршня. Разность между давлением в полости всасывания и давлением в цилиндре составит

$$\Delta p_{п.в} = p_{п.в} - p_{ц}$$

Вид линии всасывания в ступенях с автоматическими клапанами зависит от движения пластин клапанов. Колебания высоты подъема пластины вызовут изменение площади проходного сечения щелей клапанов и, следовательно, их сопротивления. В конечном итоге возникают колебания давления в цилиндре в процессе всасывания.

Температуры стенок цилиндра, его крышки и поршня во время работы ступени выше, чем температура всасываемого газа, поэтому происходит конвективный теплообмен между стенками и газом, что вызывает подогрев газа.

Кроме того, за время процесса всасывания через неплотности устройств, перекрывающих каналы между полостью нагнетания и цилиндром, происходит поступление в цилиндр горячих газов из полости нагнетания. Последнее тоже приводит к повышению температуры всасываемого газа. Температура газа в цилиндре $T_{ц}$ будет больше, чем $T_{п.в}$ и $T_{н}$.

Процесс всасывания заканчивается в момент перекрытия каналов, соединяющих цилиндр с полостью всасывания. В ступенях с автоматическими клапанами это происходит при перемене направления движения поршня и уменьшении объема цилиндра.

С момента закрытия каналов линии всасывания цилиндр практически представляет собой замкнутый объем. Движение поршня к крышке вызовет уменьшение этого объема, при этом давление и температура газа, заполняющего цилиндр, будут расти. Этот процесс называют сжатием. Процесс сжатия газа в реальном цикле является очень сложным, вследствие комплекса побочных явлений, сопровождающих его.

Поверхности цилиндра, поршня, клапанной плиты, контактирующие с газом, имеют температуру в начале сжатия более высокую, чем температура газа. Теплота передается от стенок к газу, т. е. происходит сжатие с подводом тепла. Кроме того, через неплотности закрытых клапанов линии нагнетания горячий газ перетекает в цилиндр, увеличивая в нем массу газа и повышая температуру. В результате этих явлений повышение давления газа в цилиндре будет более интенсивным, чем при адиабатическом процессе с постоянной массой газа. Мгновенный показатель политропы в начале сжатия больше показателя адиабаты $n_c > k$.

По мере уменьшения объема цилиндра и повышения в нем давления и температуры газа, последняя становится выше температуры поверхности стенок. В результате этого теплообмен изменит свое направление, т. е. газ станет отдавать теплоту стенкам. Мгновенный показатель политропы n_c станет меньше k .

По мере сжатия потоки газа из полости нагнетания в цилиндр через неплотности снижаются из-за уменьшения разности давлений между полостями. Снижается также и разность температур газа, заключенного в этих полостях, что уменьшает подогрев газа в цилиндре. Если в начале сжатия поток газа через неплотности всасывающих клапанов из цилиндра был мал из-за малой разности давлений в цилиндре и полости всасывания, то к концу сжатия он возрастает. Расход газа через неплотности уплотнений поршня также возрастает. В результате масса газа в цилиндре начинает уменьшаться. При превышении давления в цилиндре $p_{ц}$ давления в полости нагнетания $p_{н.н}$ произойдет открытие клапанов линии нагнетания и цилиндр соединится с полостью нагнетания. Если ступень имеет золотниковое управление потоками газа, то независимо от давления нагнетания каналы, соединяющие цилиндр и полость нагнетания, откроются при наперед заданном угле поворота вала.

С момента открытия нагнетательных клапанов процесс сжатия заканчивается и начинается вытеснение газа из цилиндра в полость нагнетания через клапаны и соединительные каналы. Щели клапанов и каналы, соединяющие цилиндр с полостью нагнетания, являются сопротивлениями движению газа и поэтому

в этом процессе давление в цилиндре p_c выше давления в полости нагнетания $p_{д.н}$ на $\Delta p_{2ц}$.

Вид линии нагнетания в значительной степени зависит от соотношения объемов цилиндра и полости нагнетания, скорости поршня, динамики движения пластины клапанов и организации отвода газа из полости нагнетания.

Диаграммы движения запорных органов пластин клапана имеют часто колебания, при которых происходит изменение площади щели, а следовательно, и ее сопротивления. Последнее вызовет и колебания давления газа в цилиндре за этот процесс.

Так как стенки цилиндра, поршень и крышки цилиндра имеют более низкую температуру, чем газ, то за время нагнетания происходит интенсивное охлаждение газа. В процессе нагнетания расходы газа через неплотности клапанов линии всасывания и уплотнения поршня имеют наибольшее значение.

Перетечки газа через неплотности клапанов линии всасывания в процессе расширения газа из мертвого пространства уменьшают массу газа в цилиндре. Утечки через неплотности тронкового поршня оказывают такое же действие. Они увеличивают кажущийся показатель политропы процесса. В начале процесса расширения потоки газа через эти неплотности велики и показатель политропы расширения $n_p > k$.

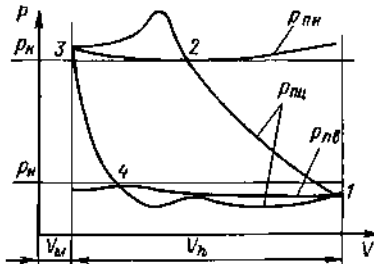
В конце расширения возрастает расход газа через неплотности нагнетательных клапанов. Из-за малых разностей давления между полостями всасывания и цилиндром расходы через неплотности всасывающих клапанов стремятся к нулю. Уменьшаются также и утечки через уплотнения поршня, в результате чего масса газа в цилиндре начинает увеличиваться. Кроме того, горячий газ перетечет через нагнетательные клапаны производит подогрев газа в мертвом пространстве. Все это приводит к уменьшению величины кажущегося показателя политропы ($n_p < k$).

Температура газа в конце расширения может быть ниже или выше температуры всасываемого газа. Все зависит от организации охлаждения поверхностей, контактирующих с расширяющимся газом, герметичности клапанов и уплотнений поршня. Если охлаждение стенок организовано плохо и клапаны линии нагнетания негерметичны, то в конце расширения газ будет иметь температуру выше температуры всасываемого газа.

При испытании компрессоров записывают давление, а в последнее время и мгновенную температуру газа в цилиндре в зависимости от угла поворота вала φ с помощью малоинерционных датчиков и строят кривые, которые называются диаграммами давления и температурными диаграммами. С помощью этих диаграмм анализируют процессы в цилиндре и других полостях, а также определяют недостатки в работе ступени.

Изменения (пульсации) давления в различных полостях проточной части одноступенчатого компрессора в зависимости от объема цилиндра V_H показаны на рис. 2.4. Как видно из рисунка,

Рис. 2.4. Кривые изменения давления в зависимости от объема цилиндра: $p_{пв}$ — в полости всасывания; $p_{пн}$ — в полости нагнетания; $p_{цц}$ — в полости цилиндра; 1—2 — сжатие; 2—3 — нагнетание; 3—4 — расширение; 4—1 — всасывание газа



реальная индикаторная диаграмма отличается от теоретической. Это происходит потому, что в реальном процессе не выполняются допущения, принятые при теоретическом процессе. Следует отметить, что понижение давления в цилиндре ниже начального, а повышение температуры выше начальной в момент конца всасывания снизит производительность компрессора. Потери давления при всасывании и нагнетании повышают удельную индикаторную работу.

2.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ

Действительные объемная $\bar{V}_д$ и массовая $\bar{m}_д$ производительности компрессора меньше соответствующих теоретических $\bar{V}_д = \lambda \bar{V}_т$; $\bar{m}_д = \lambda \bar{m}_т$, где $\lambda < 1$ — коэффициент производительности.

Предполагая идентичность рабочих процессов за каждый цикл, можно представить коэффициент λ как отношение массы газа $m_д$, подаваемой компрессором потребителю за каждый цикл при действительном процессе, к массе $m_т$, подаваемой при теоретическом процессе,

$$\lambda = m_д / m_т. \quad (2.5)$$

Масса свежего газа $m_{св}$, засасываемого в компрессор за каждый цикл, будет больше массы, подаваемой потребителю на величину внешних утечек. Секундный расход утечек будем обозначать $\dot{m}_у$, а массу газа утечек за цикл — $m_у$.

Уравнение (2.5) можно представить в виде

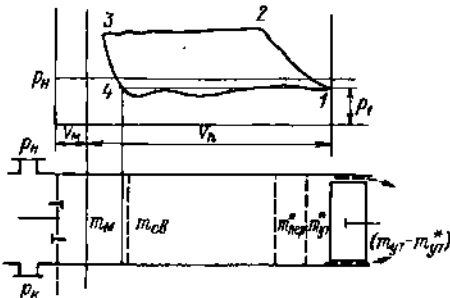
$$\lambda = m_{св} / m_т - m_у / m_т. \quad (2.6)$$

Выражение для коэффициента λ имеет различный вид в зависимости от того, как осуществляется газораспределение в ступени — принудительно или с помощью автоматических (самодействующих) клапанов. Получим сначала выражение для коэффициента λ ступени с принудительным (золотниковым) газораспределением.

Рассмотрим наиболее простую конструкцию одноступенчатого компрессора, имеющего только один цилиндр и в нем одну рабочую камеру, т. е. ступень с тронковым поршнем.

В этих ступенях процессы всасывания заканчиваются при максимальном объеме цилиндра, т. е. в нижней мертвой точке.

Рис. 2.5. Схема заполнения цилиндра компрессора при золотниковом управлении потоками газов



Масса газа, заполняющая цилиндр в этот момент (рис. 2.5), определяется по формуле

$$(V_h + V_m) \rho_1 = m_{св} + m_m + m_{п.п}^* - m_{у.р.в.} \quad (2.7)$$

где ρ_1 — плотность газа в цилиндре в момент окончания

процесса всасывания; V_m — объем мертвого пространства; m_m — масса газа, оставшаяся в мертвом пространстве; $m_{п.п.}^*$ — масса внутренних перетечек в ступени, поступившая в цилиндр при достижении им V_{max} ; $m_{у.р.в.}$ — масса газа, вытекающего из цилиндра в процессе расширения и всасывания.

В ступени с тронковым поршнем перетечки происходят через неплотности всасывающих и нагнетательных органов управления потоками. Через всасывающие каналы происходят перстечки, когда давление в цилиндре $p_{ц} > p_{п.в.}$

Через неплотности нагнетательных каналов газ из полости нагнетания перетечет в цилиндр во время расширения, всасывания и сжатия, т. е. когда $p_{п.н} > p_{ц}$. В процессе нагнетания газ перетечек будет вытеснен вновь в полость нагнетания, но уже в следующем цикле то же количество газа вновь перетечет в цилиндр. Эти паразитные потоки газа уменьшают свободный объем цилиндра для заполнения свежим газом. Однако, если перетечки в полость всасывания $m_{п.в.}$ за весь цикл сказываются на производительности ступени, то перетечки из полости нагнетания в процессе сжатия не оказывают влияния на производительность, так как цилиндр в это время отключен от полости всасывания. Следовательно,

$$m_{п.п.}^* = m_{п.в.} + m_{п.н.о} - m_{п.н.о.с.} \quad (2.8)$$

где $m_{п.н.о}$ — перетечки через нагнетательное окно за весь цикл; $m_{п.н.о.с.}$ — то же за время процесса сжатия.

Масса газа m_m определяется из уравнения

$$m_m = \rho_2 V_m \quad (2.9)$$

где ρ_2 — плотность газа в цилиндре в конце процесса нагнетания.

Из уравнений (2.5)—(2.9) находим

$$\lambda = \frac{(V_h + V_m) \rho_1 - V_m \rho_2}{m_{г.}} - \frac{m_{п.п.}^*}{m_{г.}} - \frac{m_{у.} - m_{у.р.в.}}{m_{г.}} \quad (2.10)$$

Сделаем некоторые преобразования. Первое слагаемое правой части уравнения (2.10) можно представить в виде

$$\frac{(V_h + V_m) \rho_1 - V_m \rho_2}{\rho_1 V_h} = \frac{T_{п.п.} \rho_1}{T_{1.п.п.}} \left[1 - \frac{V_m}{V_h} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right) \right] \quad (2.11)$$

Обозначим

$$T_2/T_1 = \lambda_T; \quad \rho_1/\rho_2 = \lambda_D; \quad V_M/V_h = a; \quad 1 - a(\rho_2/\rho_1 - 1) = \lambda_0,$$

где λ_T — температурный коэффициент или коэффициент подогрева; λ_D — коэффициент давления; a — относительная величина мертвого пространства; λ_0 — объемный коэффициент.

Второй член правой части уравнения m_n^*/m_T представляет собой отношение массы перетечек, влияющей на производительность ступени, к теоретической подаче за один оборот вала. Его называют относительной величиной перетечек и обозначают v_n^* .

Третий член уравнения показывает, что не все внешние утечки влияют на коэффициент производительности. Утечки за время процессов расширения и всасывания освобождают объем цилиндра для заполнения свежим газом и их значение ($m_{св} - m_{y.p.v.}$) остается постоянным.

Обозначим $(m_y - m_{y.p.v.})/m_T = m_{y.c.v.}/m_T$ через v_y^* , где $m_{y.c.v.}$ — масса утечек из цилиндра за время процессов сжатия и нагнетания; v_y^* — относительная величина внешних утечек, влияющая на коэффициент производительности.

В результате принятых обозначений и преобразований уравнение (2.10) примет вид

$$\lambda = \lambda_T \lambda_D \lambda_0 - v_n^* - v_y^*. \quad (2.12)$$

Несколько иной вид имеет выражение для коэффициента производительности ступени, снабженной самодействующими клапанами. Процесс всасывания в них заканчивается в момент выравнивания давлений в цилиндре и полости всасывания. Это происходит уже после изменения направления движения поршня и уменьшения максимального объема цилиндра на ΔV (рис. 2.6). Уравнение (2.7) в этом случае будет иметь вид

$$(V_h + V_M - \Delta V) \rho_1 = m_{св} + m_n + m_n^* - m_{y.p.v.} \quad (2.13)$$

Решив это уравнение относительно $m_{св}$ и используя уравнения (2.5), (2.6), после преобразований получим

$$\lambda = \lambda_T (\lambda_0 - \mu) - v_n^* - v_y^* = \lambda_T (1 - \mu/\lambda_0) \lambda_0 - v_n^* - v_y^*, \quad (2.14)$$

где $\mu = \Delta V/V_h$ — относительное уменьшение полезного объема цилиндра, возникающее из-за сопротивлений движению всасываемого газа; $(1 - \mu/\lambda_0)$ — выражение, учитывающее, аналогично λ_D в уравнении (2.12), влияние газодинамических сопротивлений при всасывании.

Сравнивая уравнения (2.12) и (2.14), видим, что они различаются только учетом влияния сопротивлений на λ . При прочих равных условиях в ступенях с клапанами влияние сопротивления на λ будет несколько меньше, так как до закрытия всасывающих клапанов при обратном ходе поршня свежий газ все еще будет поступать в ступень. Однако практически это различие мало и допустимо пользоваться как уравнением (2.12), так и (2.13).

Влияние газа, расширившегося из мертвого пространства, учитывает объемный коэффициент. Полагая массу газа в процессе расширения постоянной и согласно уравнению (2.11) запишем

$$\lambda_0 = 1 - a (\rho_2/\rho_1 - 1). \quad (2.15)$$

Из уравнения (2.15) следует, что при отсутствии мертвого пространства $\lambda_0 = 1$. В компрессорных ступенях с клапанами, расположенными в крышках цилиндра, величина a изменяется в диапазоне от 0,02 до 0,08, а в ступенях с клапанами, расположенными в боковых стенках цилиндра, — от 0,06 до 0,12. С увеличением a объемный коэффициент линейно уменьшается. Коэффициент производительности λ в основном зависит от λ_0 .

Заменив в уравнении (2.15) плотности газа их выражениями из уравнения состояния, получим

$$\lambda_0 = 1 - a (\rho_2 T_1 / \rho_1 T_2 - 1), \quad (2.16)$$

где ρ_2, T_2 — параметры газа в начале процесса расширения; ρ_1, T_1 — параметры газа в начале процесса сжатия.

Упростим выражение (2.16) и с этой целью введем понятие о политропе конечных параметров, понимая под ней политропу, которая связывает два (в общем случае) произвольных состояния газа. В нашем случае эта политропа должна связать параметры газа в начале процесса расширения ρ_2, T_2 и начале процесса сжатия ρ_1, T_1 , т. е. в момент отсоединения цилиндра от полости всасывания.

Уравнение для определения объемного коэффициента при использовании политропы конечных параметров будет иметь вид

$$\lambda_0 = 1 - a \left[\left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1/n_p} - 1 \right], \quad (2.17)$$

где n_p — показатель политропы расширения по конечным параметрам.

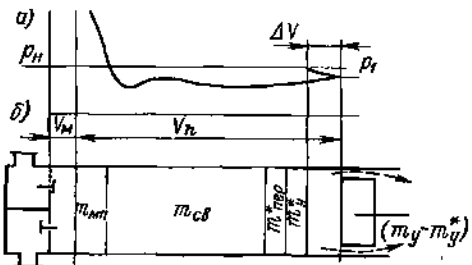
Температурный показатель политропы конечных параметров n_{Tp} , связывающий p и T в процессе расширения, может быть выражен через температурный показатель политропы конечных параметров процесса сжатия n_{Tc} . Температура газа в начале расширения T_2 и конце сжатия T_1 определяется уравнениями:

$$T_2 = T_1 (\rho_2/\rho_1)^{(n_{Tp}-1)/n_{Tp}}, \quad (2.18)$$

$$T_1 = T_2 (\rho_2/\rho_1)^{(n_{Tc}-1)/n_{Tc}}. \quad (2.19)$$

Давление p_2 в конце сжатия практически равно давлению p_1 в конце процесса нагнетания.

Рис. 2.6. Схема заполнения цилиндра ступени с самодействующими клапанами



За время процесса нагнетания газ охлаждается и его температура понижается на ΔT . Следовательно, уравнения (2.18) и (2.19) можно представить в следующем виде:

$$T_2 = T_2 - \Delta T = T_2 (1 - \Delta T/T_2) = T_2 (1 - \delta), \quad (2.20)$$

где $\delta = \Delta T/T_2$.

Из уравнений (2.18)—(2.20) находим при $P_2 = P_2$ зависимость

$$(p_2/p_1)^{(n_{Tc}-1)/n_{Tc}} (1 - \delta) = (p_2/p_1)^{(n_{TГ}-1)/n_{TГ}}. \quad (2.21)$$

Из уравнения (2.21) после несложных преобразований получим расчетную формулу, связывающую n_{Tc} и $n_{TГ}$,

$$1/n_{Tc} = 1/n_{TГ} - \ln(1 - \delta)/\ln(p_2/p_1).$$

Математическое моделирование рабочих процессов ступени и экспериментальные исследования дали возможность получить приближенную формулу, связывающую показатели политроп конечных параметров расширения и сжатия,

$$n_{TГ} = \alpha n_{Tc}.$$

Для ступеней средней производительности с отношением давлений $\Pi = 3 \div 5$, частотой вращения коленчатого вала от 10 до 25 с^{-1} и водяным охлаждением поверхностей цилиндров значения α изменяются от 0,99 до 0,95.

С увеличением размеров цилиндров, относительного мертвого пространства, частоты вращения вала, отношения давлений в ступени, значения коэффициента α увеличиваются.

Измерение мгновенных температур газа в цилиндре поршневого компрессора производится главным образом в лабораториях учебных и научно-исследовательских институтов. При заводских испытаниях ограничиваются снятием индикаторных диаграмм и внешних характеристик компрессора p_H , p_H , \bar{m} и N .

Объем, занимаемый газом в конце процесса расширения, определяется точкой 4 индикаторной диаграммы (см. рис. 2.5). Считаем, что этот объем газ будет занимать и в конце процесса всасывания. Процесс расширения считаем политропным. Объемный показатель политропы конечных параметров $n_{VГ}$, связывающий p и V , определяется из уравнения

$$n_{VГ} = \ln(p_H/p_H)/\ln(V_M/V_H).$$

где p_H и p_H — конечное и начальное давление; V_M , V_H — объемы мертвого пространства и в конце расширения (все значения этих

Давление всасываемого газа, МПа	Показатель политропы расширения n_p	
	при любых k	при $k = 1,4$
До 0,15	$1 + 0,5(k-1)$	1,2
От 0,15 до 0,4	$1 + 0,62(k-1)$	1,25
» 0,4 » 1,0	$1 + 0,75(k-1)$	1,3
» 1,0 » 3,0	$1 + 0,88(k-1)$	1,35
Свыше 3,0	k	1,4

величин находятся из экспериментально снятых индикаторных диаграмм).

На основании обработки индикаторных диаграмм М. И. Френкель [33] рекомендует следующие значения n_{vp} для ступеней с различной величиной давления всасывания (табл. 2.1). Если объем камеры нагнетания большой и отвод газа из нее в сеть не имеет больших газо-

динамических сопротивлений, то колебания давлений в полости нагнетания будут малы. Давление практически равно манометрическому давлению на срезе нагнетательного патрубка. Давление в конце процесса всасывания в цилиндре p_1 мало отличается от давления, замеренного манометром на срезе всасывающего патрубка. При этих допущениях уравнение (2.16) можно представить в следующем виде:

$$\lambda_0 = 1 - a(\Pi^{1/n_p} - 1).$$

Показатель политропы расширения n_p мало зависит от Π и его можно принять постоянным. Поэтому зависимость λ_0 от Π близка к линейной и при некотором предельном отношении давлений $\Pi_{пр}$ обращается в нуль. Весь газ, сжимаемый в ступени, при $\Pi_{пр}$ ущемляется в мертвом пространстве. При обратном ходе поршня газ расширяется и занимает объем цилиндра, поэтому не происходит поступления свежего газа, вследствие чего производительность компрессора равна нулю. Предельное отношение давлений находят из уравнения

$$\Pi_{пр} = (1 - 1/a)^{n_p}.$$

$\Pi_{пр}$ сильно зависит от относительной величины мертвого пространства a и показателя политропы n_p (например, при $a = 0,2$ и $n_p = 1,3$ $\Pi_{пр} = 10,3$, но при $a = 0,05$ и том же n_p $\Pi_{пр} = 52,3$).

При сжатии реальных газов вид выражения для определения объемного коэффициента зависит от уравнения состояния реального газа. Наиболее часто реальность газа учитывается с помощью коэффициента сжимаемости ξ , поэтому можно записать

$$pV_m = m_m \xi RT.$$

Масса газа, оставшаяся в мертвом пространстве при сжатии реального газа, определяется формулой

$$m_m = p_3 V_m / \xi_3 RT_3,$$

где ξ_3 — коэффициент сжимаемости при параметрах газа в точке 3 диаграммы.

Та же масса при параметрах газа в конце процесса всасывания определится из уравнения

$$m_m = p_1 V_1 / \xi_1 R T_1.$$

Из этих уравнений определим объем

$$V_1 = V_m \xi_1 T_1 \rho_3 / \xi_3 T_3 \rho_1.$$

Обозначим объем цилиндра, оставшийся незаполненным после расширения газа из мертвого пространства V_b , тогда

$$V_h + V_m = V_1 + V_b,$$

отсюда

$$V_b = V_h + V_m - V_1.$$

Подставим значение объема V_1 и, произведя несложные преобразования, получим

$$V_b = V_h [1 - a (\xi_1 \rho_3 T_1 / \xi_3 \rho_1 T_3 - 1)].$$

Уравнение для определения λ_0 можно представить

$$\lambda_0 = V_m / V_h = 1 - a (\xi_1 \rho_3 T_1 / \xi_3 \rho_1 T_3 - 1). \quad (2.22)$$

Значения коэффициентов сжимаемости в зависимости от рода газа и параметров его состояния приводятся в таблицах или в графиках.

Так же, как и в случае определения λ_0 в ступенях с идеальным газом, заменяем отношение давлений в цилиндре p_3/p_1 отношением по внешним величинам давлений $p_n/p_k = \Pi$, а $T_3/T_1 = T_n/T_k$. Если провести политропу конечных параметров расширения с показателем n_{TP} , то уравнение (2.22) можно представить в виде

$$\lambda_0 = 1 - a (\xi_n \Pi^{1/n_{TP}} / \xi_k - 1),$$

где ξ_n , ξ_k — коэффициенты сжимаемости при начальных и конечных условиях газа в патрубках всасывания и нагнетания соответственно.

Если давления всасывания велики, то из-за влияния конечного объема молекул λ_0 окажется больше, чем при сжатии идеального газа. В случае низких давлений всасывания межмолекулярное взаимодействие в сложных газах может способствовать уменьшению объема газа при сжатии и противодействовать его расширению.

2.5. ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЮ ВСАСЫВАЕМОГО ГАЗА НА КОЭФФИЦИЕНТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Как указывалось в п. 2.3, учет влияния сопротивлений на λ при управляемых клапанах производится коэффициентом давления

$$\lambda_d = p_1/p_k = 1 - \Delta p/p_k = 1 - \kappa_1,$$

где $\kappa_1 = (p_k - p_1)/p_k$ — относительная потеря давления в конце всасывания при движении газа от входного патрубка к цилиндру

При оценке достоинств самого компрессора не учитываются сопротивления по длине линии всасывания, состав и аппаратура которой определяются технологией производства и местными условиями. Однако их необходимо учитывать при оценке совершенства компрессорной установки.

Путь движения газа в цилиндр от входного патрубка короткий, и в основном потери давления вызываются местными сопротивлениями. Относительные потери давления можно определить по формуле

$$\kappa_1 = \sum_1^s \xi_i (c_i^2 / 2RT_{\text{с}}).$$

где s — число местных сопротивлений; ξ_i — коэффициент потерь давления в местном сопротивлении; c_i — скорость газа в местном сопротивлении (можно учитывать местные сопротивления при входе газа в патрубок $\xi_1 = 0,5$, внезапном расширении потока в полости всасывания $\xi_2 = (1 - f_1/f_2)^2$, где f_1, f_2 — площади прохода на входе и на выходе из местного сопротивления, повороте потока в полости всасывания $\xi_3 \approx 0,75$ и при движении через клапаны ξ_4). Так как скорости газа c_i во всех местных сопротивлениях почти на порядок меньше, чем в клапанах, то основное сопротивление представляют клапаны. Относительная потеря давления при всасывании в ступень при атмосферном давлении находится в интервале от 0,03 до 0,07. Для транспортных компрессоров κ_1 бывает выше.

В подавляющем большинстве современных поршневых компрессоров управление потоками газа осуществляется автоматическими клапанами, перемещение пластин в которых происходит под действием разности давлений газа в разделяемых полостях. При максимальном объеме цилиндра давление в нем ниже, чем в полости всасывания, из-за сопротивления движению газа. Клапан линии всасывания открыт, и в цилиндр продолжает поступать свежий газ. Пластина клапана закрывает каналы, связывающие полости, при достижении в цилиндре давления, равного давлению в полости всасывания. Это произойдет уже при обратном ходе поршня и уменьшении объема цилиндра на ΔV . Для определения ΔV свяжем параметры газа в цилиндре в моменты максимального его объема и объема, уменьшенного на ΔV при $p_{\text{н}}$, уравнением политропы конечных параметров

$$p_{1\text{ц}}(V_{\text{в}} + V_{\text{м}})^{n_{\text{с}}} = p_{\text{в}}(V_{\text{в}} + V_{\text{м}} - \Delta V)^{n_{\text{с}}}, \quad (2.23)$$

где $p_{\text{в}}$ — давление в цилиндре в момент закрытия каналов (оно очень мало отличается от $p_{\text{н}}(1 - \kappa_1) = p_{1\text{ц}}$).

После несложных преобразований уравнение (2.23) примет вид

$$(1 - \kappa_1)^{1/n_{\text{с}}} = \frac{1 + \sigma - \Delta V/V_{\text{в}}}{1 + \sigma}.$$

Разложим $(1 - \kappa_1)^{1/n_c}$ в ряд и, ввиду малости κ_1 , ограничимся двумя членами разложения. Тогда относительное уменьшение объема $\mu = \Delta V/V_h$ можно найти по формуле

$$\mu = (1 + a) \kappa_1 / n_c.$$

Это отношение возрастает с увеличением a и κ_1 и уменьшается с увеличением показателя политропы начала сжатия n_c , который изменяется в интервале от 1,5 до 1,55.

Если сравнивать влияние газодинамических сопротивлений на λ в ступенях с управляемыми и самодействующими клапанами, то $1 - \kappa_1$ в первом случае соответствует $1 - (1 + a) \kappa_1 / n_c \lambda_0$ во втором; коэффициент $(1 + a) / n_c \lambda_0$ меньше 1, откуда следует, что в ступенях с самодействующими клапанами газодинамические сопротивления оказывают меньшее влияние на λ .

2.6. КОЭФФИЦИЕНТ ПОДОГРЕВА

Повышение температуры всасываемого в цилиндр газа на ΔT и снижение вследствие этого его плотности вызывает уменьшение производительности ступени компрессора и снижает коэффициент λ . Все это учитывает коэффициент подогрева λ_r , который определяется по формуле

$$\lambda_r = T_n / T_1 = \frac{T_1 - \Delta T}{T_1} \approx 1 - \Delta T / T_n.$$

Всасываемый газ нагревается в полости всасывания на ΔT_1 , в цилиндре — на ΔT_2 , поэтому часто представляют λ_r в виде

$$\lambda_r = 1 - \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{T_n} \approx \left(1 - \frac{\Delta T_1}{T_n}\right) \left(1 - \frac{\Delta T_2}{T_n}\right) = \lambda_{r1} \lambda_{r2},$$

где λ_{r1} — коэффициент подогрева газа в полости всасывания, а λ_{r2} — в цилиндре.

Подогрев газа в полости всасывания происходит за время цикла компрессора, а в цилиндре — во время всасывания. На это следует обращать внимание при конструировании и организовывать достаточно эффективное охлаждение стенок полости всасывания.

Коэффициенты λ_{r1} и λ_{r2} можно определить экспериментально и расчетным путем при математическом моделировании процессов в ступени. Пользоваться уравнениями для вычисления ΔT_1 и ΔT_2 , осредняя коэффициенты теплоотдачи и температурные напоры, едва ли имеет смысл, так как результаты расчетов окажутся очень приближенными, а сами расчеты трудоемкими.

В лаборатории кафедры компрессоростроения ЛПИ длительное время проводились исследования рабочих процессов в ступенях компрессоров с измерением мгновенных температур в цилиндрах по всему объему. В результате обработки экспериментальных данных предложено уравнение для расчета

$$\lambda_r = 0,985 - C(\Pi - 1),$$

где C — постоянная, изменяющаяся от 0,007 до 0,015 (меньшие значения C следует выбирать для ступени компрессора большой производительности с хорошо организованной системой охлаждения стенок цилиндра и полости всасывания).

2.7. ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ УТЕЧЕК НА КОЭФФИЦИЕНТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СТУПЕНИ

Масса газа, утекающая из проточной части компрессора через неплотности в окружающую среду, называется внешней утечкой или просто утечкой. Утечки токсичных или взрывоопасных газов через особые сборные устройства опять подаются в линию всасывания компрессора, а не выбрасываются в атмосферу.

В ступенях с поршнем одностороннего действия внешние утечки возникают в уплотнении поршня. Если поршень дисковый, то утечки происходят через уплотнения штока. В ступенях высокого и сверхвысокого давления поршни одностороннего действия заменяются часто плунжерами, а последние уплотняются сальниками, через которые тоже возможны утечки.

Величину внешних утечек определяют экспериментальным или расчетным путем. При экспериментальном определении

$$\dot{m}_y = \dot{m}_в - \dot{m}_н,$$

где $\dot{m}_в$, $\dot{m}_н$ — расходы газа во всасывающем и нагнетательном трубопроводе.

Относительные утечки определяются по формуле

$$v_y = (\dot{m}_в - \dot{m}_н) / \dot{m}_т.$$

Здесь $\dot{m}_т$ — производительность ступени при теоретическом процессе.

Определение утечек расчетным путем основано на математическом моделировании рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами.

На основании многочисленных расчетов рабочего процесса в уплотнении тронкового поршня кольцами предложена формула для нахождения расхода газа через последнее кольцо уплотнения $\dot{m}_{кз}$ (нумерация колец ведется от рабочей камеры; последнее кольцо граничит с картером или другой полостью, давление в которой равно атмосферному)

$$\dot{m}_{кз} = 1/(az + b). \quad (2.24)$$

Здесь z — количество колец в уплотнении; a и b — коэффициенты, зависящие от режима работы ступени и размеров щелей. Они определяются по формулам:

$$a = 10^3/f [1/(A_1\Pi + A_2) - 1/(A_3\Pi + A_4)];$$

$$b = 10^3/f [3/(A_3\Pi + A_4) - 2/(A_1\Pi + A_2)].$$

где f — площадь щели в кольце, мм²;

$$A_1 = 0,465\rho_1^2 + 0,1065\rho_1 + 0,07; \quad A_2 = -1,7\rho_1^2 + 2,65\rho_1 - 0,318;$$

$$A_3 = 0,0666\rho_1^2 - 0,07; \quad A_4 = 2,245\rho_1 - 0,32;$$

(зависимость изменения относительной величины утечки при постоянном давлении всасывания ρ_1 и переменном Π в ступени близка к линейной в диапазоне $1 < \Pi < 5$).

Относительную величину утечки при новом отношении давлений и той же частоте вращения вала можно найти по значению относительной утечки на номинальном режиме $v_{y, \text{ном}}$ с помощью

$$v_y = v_{y, \text{ном}} (az + b)_{\text{ном}} / (az + b).$$

При незначительном изменении частоты вращения вала и неизменном Π пересчет относительной утечки допустимо производить с помощью зависимости

$$v_y = v_{y, \text{ном}} n_{\text{ном}} / n.$$

Если отклонение частот значительное, то изменяются размеры щелей в уплотнении и пересчет будет давать существенные отклонения от данных эксперимента.

Пересчет утечек для уплотнения, испытанного на воздухе, к другому сжимаемому газу осуществляется по формуле

$$v_{y, \text{газ}} = v_{y, \text{воз}} \sqrt{(kR)_{\text{газ}} / (kR)_{\text{воз}}}.$$

Относительные утечки, влияющие на коэффициент подачи для одноступенчатого компрессора, сжимающего газ от атмосферного давления, определяются формулой

$$v_y^* = 0,9v_y.$$

Относительные утечки через уплотнение сальника находятся из уравнения

$$v_y = (0,00015 - 0,001) \sqrt{(0,7\Pi + 1) \rho_{\text{н}}}. \quad (2.25)$$

В поршневых компрессорах относительные утечки колеблются от 0,5 до 4 %.

2.8. ПЕРЕТЕЧКИ

И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

В проточной части ступени имеются полости, в которых в различные моменты цикла существуют разные давления газа. Закрытые клапаны не являются абсолютно герметичными. Между пластинами клапана и седлом имеются неплотности, через которые газ из полости с более высоким давлением перетекает в полость с более низким давлением. Например, через закрытые всасывающие клапаны газ из цилиндра в процессе сжатия, нагнетания и расширения перетекает в полость всасывания. В процессе всасывания следующего цикла газ перетечек вновь поступает в ци-

линдр, уменьшая свободный объем для поступления свежего газа. Вследствие того что в полость всасывания перетекает горячий газ, он подогревает в ней свежий газ и тем самым уменьшает плотность газа, заполняющего цилиндр при всасывании в следующем цикле.

Перетечки из полости нагнетания в цилиндр в процессах расширения и всасывания уменьшают объем для заполнения свежим газом, так как сами занимают какой-то объем цилиндра и подогревают свежий всасываемый газ.

В период сжатия перетечки не влияют на производительность, так как всасывание закончилось и всасывающие клапаны закрылись. Однако они увеличивают индикаторную работу, т. е. тоже являются вредными. В период нагнетания газ перетечет через нагнетательные клапаны будет вновь вытеснен из цилиндра в полость нагнетания.

Перетечки через клапаны возрастают при запаздывании посадки пластин на седло. Запаздывание посадки пластин всасывающих клапанов после выравнивания давлений цилиндра и полости всасывания приводит к выталкиванию части газа из цилиндра. Однако эти потери не так велики. Запаздывание посадки нагнетательных клапанов после перемены направления движения поршня приводит к перетечке сжатого газа из полости нагнетания в цилиндры. Перетечки в этом случае как бы увеличивают относительное мертвое пространство и снижают производительность. Например, увеличение частоты вращения поршня от 15 до 50 с⁻¹ вызвало запаздывание посадки пластин более чем на 40° и относительные перетечки возросли с 0,01 до 0,2.

Экспериментально разделить процессы перетечек через клапаны по процессам цикла невозможно. Однако это можно сделать расчетным путем с помощью ЭВМ, используя математические модели процесса.

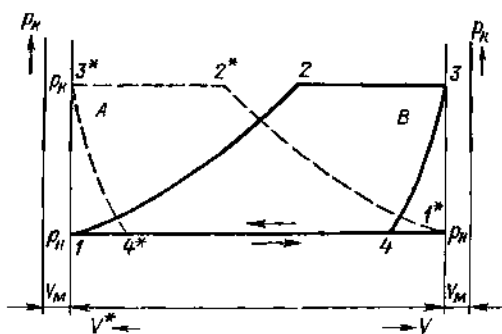
В ступенях с дисковым поршнем рабочие камеры образуются по обе стороны поршня, циклы в которых смещены на половину оборота коленчатого вала. Потoki газа через неплотности уплотнения поршня не покидают проточной части, перетекая из полости в полость. Направление потока определяется разностью давлений в полостях, которое изменяется дважды за оборот вала.

Рассмотрим процесс течения газа в уплотнении за оборот вала по рис. 2.7. Во время движения поршня от нижней к верхней мертвой точке в полости *B*, ближайшей к валу, давление близко к p_H , а в полости *A*, ближайшей к крышке цилиндра, — к p_H . Направление потока газа в уплотнении — от вала к крышке.

В начале движения поршня от вала к крышке в камере *B* происходит процесс расширения, сопровождающийся интенсивным падением давления газа. В камере *A* происходит процесс медленного повышения давления, т. е. сжатие. При каком-то угле поворота коленчатого вала φ' давления в полостях сравниваются, и при дальнейшем движении поршня направление перетечек

Рис. 2.7. Схематизированные индикаторные диаграммы рабочих полостей ступени с дисковым поршнем:

— индикаторная диаграмма полости *B* (1—2—3—4); — — — индикаторная диаграмма полости *A* (1*—2*—3*—4*)



изменится на обратное. Это будет происходить до достижения внешней мертвой точки. При изменении направления движения поршня в камере *A* происходит процесс расширения, а в камере *B* — сжатия. При угле поворота φ'' давления в полостях вновь сравниваются и направление потока перетечек при дальнейшем вращении вала изменится. Если относительные мертвые пространства в полостях *A* и *B* равны, то $\varphi'' = \varphi' + \pi$. При изменении направления потока перетечек происходит перемещение уплотняющих колец от одной стенки канавки к другой под действием сил разности давлений, инерции и трения колец о втулку. Перемещение колец вызовет нарушение герметизации межкольцевых объемов, что вызовет перетекание газа с малым сопротивлением из уплотнения в полость с меньшим давлением. Газ, который поступил в уплотнение, допустим из полости *A*, вновь в нее вернется. Когда кольца вновь прижмутся к противоположной стенке канавки в поршне и восстановится герметичность, то в межкольцевом объеме, ближайшем к полости, из которой газ вытекает, окажется низкое давление. Перепад давления и скорость газа в щели на первом кольце будут большими. Все это приведет к тому, что перетечки через уплотнения дискового поршня окажутся большими, чем у тронкового, примерно на 20—30 % в каждую сторону при одинаковых размерах щелей и числе колец в уплотнении. Практически можно считать, что уплотнение состоит из одного первого кольца, в закольцевой объем которого газ втекает из рабочей камеры при движении поршня в одном направлении и вытекает обратно в ступень при ходе поршня в обратном направлении.

В ступенях одностороннего действия с тронковым поршнем в некоторых случаях могут возникнуть перетечки газа из уплотнения поршня снова в цилиндр. Если рассматривать экспериментальные или расчетные кривые изменения давления в цилиндре и межкольцевых объемах уплотнения поршня, то давление в цилиндре в процессах сжатия и нагнетания выше, чем в ближайшем к цилиндру межкольцевом объеме. При расширении газа в цилиндре давление интенсивно снижается из-за увеличения объема рабочей камеры. Давление в первом межкольцевом объеме снижается за счет перетекания газа в последующий межкольцевой объем. Если в конструкции уплотнения много уплотняющих

колец, то падение давления в первом межкольцевом объеме будет происходить медленнее, чем в цилиндре. При этом в какой-то момент времени перепад давлений на первое кольцо, силы трения его о втулку и силы инерции окажутся направленными в сторону крышки цилиндра. Кольцо под действием этих сил переместится к стенке канавки в поршне, ближайшей к полости цилиндра. Межкольцевой объем разгерметизируется и газ перетекает в цилиндр через большой зазор.

После достижения внутренней мертвой точки в цилиндре начнется процесс сжатия и силы, действующие на кольцо, изменят свое направление, и кольцо вновь переместится к задней стенке канавки. В уплотнении может быть несколько таких перемещающихся или вибрирующих колец.

Обратное возвращение массы газа из уплотнения тронкового поршня обычно не превышает 20 % от внешних утечек за цикл.

2.9. РАБОТА И МОЩНОСТЬ, ЗАТРАЧИВАЕМЫЕ НА СЖАТИЕ И ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ГАЗА В РЕАЛЬНОМ ОДНОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение газа в реальном одноступенчатом компрессоре, определяется экспериментально при обработке индикаторных диаграмм, снятых в его рабочих камерах. Площадь внутри индикаторной диаграммы $F_{и}$ соответствует в масштабе диаграммы k_0 работе сжатия и перемещения газа в рабочей камере за оборот коленчатого вала или индикаторной работе $L_{и}$

$$L_{и} = k_0 F_{и}.$$

Индикаторная мощность $N_{и}$ численно равна индикаторной работе за секунду

$$N_{и} = L_{и} n_0,$$

где n_0 — частота вращения вала, c^{-1} .

Если рабочих камер в компрессоре несколько, то

$$N_{и} = \sum_1^s L_{иi} n_0,$$

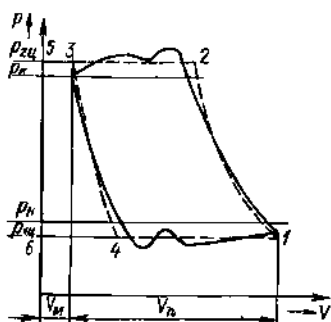
где s — число рабочих камер в компрессоре; $L_{иi}$ — индикаторная работа в i -й камере.

При рассмотрении индикаторной диаграммы реального процесса в компрессоре видно, что она значительно отличается от диаграммы теоретического процесса. Трудно простыми уравнениями достаточно точно описать изменение давления и объема газа в каждом из процессов, составляющих цикл компрессора, и определить площадь диаграммы. Для моделирования рабочих процессов на ЭВМ необходимо детально изучить отдельные явле-

Рис. 2.8. Первая схематизация индикаторной диаграммы:

1-2 — процесс сжатия при постоянном эквивалентном показателе политропы; 2-3 — процесс нагнетания при среднеинтегральном давлении; 3-4 — процесс расширения при постоянном эквивалентном показателе политропы; 4-1 — процесс всасывания при постоянном среднеинтегральном давлении;

— — — — экспериментальная; - - - - - схематизированная



ния, сопровождающие реальный процесс в цилиндре, суметь оценить их и учесть для достижения адекватности с данными экспериментальных исследований. Инженеры и ученые, занимавшиеся до появления ЭВМ проектированием и исследованием рабочих процессов в компрессорных машинах, пошли в направлении упрощения форм индикаторных диаграмм и их схематизации. В схематизированных диаграммах можно, используя простые формулы, определить их площадь, т. е. работу, затрачиваемую на сжатие и перемещение газа в цилиндре компрессора. При схематизации диаграмм необходимы некоторые экспериментальные коэффициенты, которые находились при обработке многочисленных индикаторных диаграмм, полученных при испытаниях различных рабочих камер поршневых компрессоров.

Основным условием схематизации индикаторной диаграммы является равенство площадей экспериментальной и схематизированной диаграмм. В компрессоростроении нашли практическое применение два вида схематизации, каждая из которых имеет свои достоинства.

В первой схематизации процессы всасывания и нагнетания экспериментальной диаграммы заменяются линиями постоянного среднеинтегрального давления за процесс (рис. 2.8). Линия всасывания описывается уравнением

$$p_{1ц} = p_{в} - \Delta p_{1ср} = p_{в} (1 - \kappa_{1ср}),$$

где $p_{в}$ — давление перед всасывающим патрубком ступени, усредненное за период цикла; $\Delta p_{1ср}$ — средняя за процесс всасывания потеря давления при движении газа от всасывающего патрубка к цилиндру; $\kappa_{1ср}$ — средняя за процесс всасывания относительная потеря давления газа.

Линия постоянного давления нагнетания в цилиндре $p_{2ц}$ описывается уравнением

$$p_{2ц} = p_{к} + \Delta p_{2ср} = p_{к} (1 + \kappa_{2ср}),$$

где $p_{к}$ — усредненное за цикл давление газа после нагнетательного патрубка в ступени; $\Delta p_{2ср}$ — усредненная за процесс нагнетания потеря давления газа при его движении от цилиндра к па-

трубку линии нагнетания ступени; κ_{2cp} — средняя относительная потеря давления при нагнетании.

Процессы сжатия и расширения газа, являющиеся процессами с переменными показателями политропы, заменяются в схематизированных диаграммах политропическими процессами с эквивалентными показателями, обеспечивающими равенство площадей схематизированной и экспериментально записанной индикаторных диаграмм.

Схематизированная индикаторная диаграмма рабочей камеры ступени компрессора изображена на рис. 2.8. Площадь диаграммы можно представить как разность двух площадей

$$F_{4-1-2-3-4} = F_{6-1-2-5-6} - F_{6-4-3-5-6}.$$

Площадь $F_{6-1-2-5-6}$ представляет в масштабе k_0 индикаторную работу, затрачиваемую на сжатие и перемещение газа с начальным объемом $V_h + V_m$ от давления всасывания $p_{1ц}$ до давления нагнетания $p_{2ц}$ при показателе политропы $n_{с.э}$

$$k_0 F_{6-1-2-5-6} = \frac{n_{с.э}}{n_{с.э} - 1} p_{1ц} V_{6-1} \left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} \right)^{\frac{n_{с.э}-1}{n_{с.э}}} - 1 \right]. \quad (2.26)$$

Площадь $F_{6-4-3-5-6}$ в масштабе k_0 представляет собой работу сжатия и перемещения газа с начальным объемом V_{6-4} от давления $p_{1ц}$ до $p_{2ц}$ при политропическом процессе с постоянным эквивалентным показателем политропы $n_{р.э}$

$$k_0 F_{6-4-3-5-6} = \frac{n_{р.э}}{n_{р.э} - 1} p_{1ц} V_{6-4} \left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} \right)^{\frac{n_{р.э}-1}{n_{р.э}}} - 1 \right]. \quad (2.27)$$

Обозначим

$$\left. \begin{aligned} A_c &= \frac{n_{с.э}}{n_{с.э} - 1} \left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} \right)^{\frac{n_{с.э}-1}{n_{с.э}}} - 1 \right]; \\ A_p &= \frac{n_{р.э}}{n_{р.э} - 1} \left[\left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} \right)^{\frac{n_{р.э}-1}{n_{р.э}}} - 1 \right]; \\ V_h + V_m &= V_h (1 + a); \\ V_{6-4} &= V_h a \left(\frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} \right)^{1/n_{р.э}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

Отношение среднеинтегральных давлений в цилиндре

$$P_{ц} = \frac{p_{2ц}}{p_{1ц}} = \frac{p_{н} (1 + \kappa_{2cp})}{p_{н} (1 - \kappa_{1cp})}.$$

Из уравнений (2.26)—(2.28) получим

$$L_n = p_{н} V_h (1 - \kappa_{1cp}) [(1 + a) A_c - a P_{ц}^{1/n_{р.э}} A_p].$$

Удельная индикаторная работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение каждого килограмма газа,

$$l = \frac{\rho_n V_n (1 - \kappa_{1 \text{ ср}}) [(1 + a) A_c - a \Pi_u^{1/n} \rho_n A_p]}{m_n \lambda} =$$

$$= RT_n (1 - \kappa_{1 \text{ ср}}) [(1 + a) A_c - a \Pi_u^{1/n} \rho_n A_p] / \lambda,$$

где λ — коэффициент производительности рабочей камеры компрессора.

Удельная индикаторная работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение 1 м³ газа при давлении и температуре перед всасывающим патрубком,

$$l' = \rho_n (1 - \kappa_{1 \text{ ср}}) [(1 + a) A_c - a \Pi_u^{1/n} \rho_n A_p] / \lambda.$$

В задании на проектирование компрессора часто указывается требуемый массовый \bar{m} или объемный \bar{V} расход газа при параметрах газа перед всасывающим патрубком. Индикаторная мощность в этих случаях определяется по формулам:

$$N_n = \bar{m} RT_n (1 - \kappa_{1 \text{ ср}}) [(1 + a) A_c - a \Pi_u^{1/n} \rho_n A_p] / \lambda;$$

$$N_n = \bar{V} \rho_n (1 - \kappa_{1 \text{ ср}}) [(1 + a) A_c - a \Pi_u^{1/n} \rho_n A_p] / \lambda.$$

Производя предварительный термодинамический расчет компрессора для определения индикаторной работы, необходимо задаваться рядом величин, используя данные испытаний близких по назначению и параметрам компрессоров.

Относительная потеря давления газа $\kappa_{1 \text{ ср}}$ изменяется в зависимости от назначения машины в широких пределах. Для стационарных компрессоров, предназначенных для длительной работы в цехах компрессии и компрессорных станциях, стремятся по возможности снизить затраты индикаторной работы, но при этом увеличиваются габаритные размеры и масса компрессора. Величина $\kappa_{1 \text{ ср}}$ для ступеней этих компрессоров, всасывающих газ при атмосферном давлении, находится в интервале от 0,03 до 0,07.

Основные требования к транспортным компрессорам — это малые габаритные размеры и масса, что достигается увеличением частоты вращения вала (до 50 с⁻¹). Однако при этом возникают высокие скорости газа в клапанах (более 100 м/с) и соответственно растут потери давления. В транспортных воздушных компрессорах $\kappa_{1 \text{ ср}}$ изменяется от 0,06 до 0,2.

Превышение среднего давления нагнетания в цилиндре над давлением в нагнетательном патрубке будет больше, чем на всасывании, но относительная величина $\kappa_{2 \text{ ср}}$ будет меньше. Процесс нагнетания происходит, как правило, во второй половине хода поршня, где мгновенные скорости поршня снижаются; скорость газа в клапанах примерно пропорциональна скорости поршня,

поэтому сопряжения уменьшаются. В стационарных компрессорах $\kappa_{\text{сер}}$ изменяется от 0,03 до 0,05, в транспортных — 0,1 и более.

Эквивалентный показатель политропы сжатия $n_{c.э}$ меньше показателя адиабаты k . Для компрессоров, всасывающих газ при атмосферном давлении, его можно определять по формуле

$$n_{c.э} = \alpha_1 k,$$

где α_1 — эмпирический коэффициент, изменяющийся от 0,92 до 1. Меньшие значения α_1 следует выбирать для компрессоров с малыми размерами цилиндров, хорошим жидкостным охлаждением и низкой частотой вращения. В цилиндрах компрессоров с воздушным охлаждением, а при высоких частотах вращения и в машинах с жидкостным охлаждением α_1 стремится к единице.

Показатель эквивалентной политропы расширения газа из мертвого пространства $n_{p.э}$ может быть определен по формуле

$$n_{p.э} = \alpha_2 n_{c.э},$$

где α_2 — эмпирический коэффициент, изменяющийся в диапазоне от 0,94 до 1.

Величина $n_{p.э}$ зависит от относительной величины мертвого пространства и тепло-массообмена; при малых значениях a очень велика поверхность теплообмена, приходящаяся на единицу массы газа, оставшейся в мертвом пространстве, и это увеличивает влияние конвективного теплообмена. Так как еще в процессе нагнетания газ охлаждается, а температура стенок поверхностей в конце хода поршня высокая, то большая часть процесса расширения происходит с подводом тепла. Это уменьшает показатель эквивалентной политропы $n_{p.э}$.

При больших значениях a величину α_2 можно принять близкой к единице и $n_{c.э} = n_{p.э}$. В этом случае выражения для индикаторной работы и мощности будут:

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{и}} &= p_{\text{н}} V_{\text{н}} (1 - \kappa_1) \lambda_{c.э} \frac{n}{n-1} \left(\Pi_{\text{ц}}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right); \\ N_{\text{и}} &= p_{\text{н}} \bar{V}_{\text{н}} (1 - \kappa_1) \lambda_{c.э} \frac{n}{n-1} \left(\Pi_{\text{ц}}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \end{aligned} \right\} \quad (2.29)$$

где $\lambda_{c.э} = 1 - a (\Pi_{\text{ц}}^{1/n_{p.э}} - 1)$, по виду напоминает формулу для объемного коэффициента, только с показателем политропы $n_{p.э}$. (Строго говоря, он отражает влияние мертвого пространства не на производительность, а на индикаторную работу, а объемным он назван потому, что описывается похожим по форме уравнением.)

Преобразуем уравнение (2.29) к виду

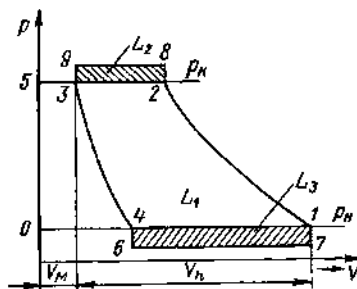
$$L_{\text{и}} = mRT_{\text{н}} \frac{n}{n-1} (\Pi_{\text{ц}}^{(n-1)/n} - 1) / \lambda_{\text{т}},$$

где $m = V_n \lambda_{\text{в.з}} \rho_n (1 - \kappa_{\text{иср}}) / (RT_1)$ — масса, заполняющая после расширения из мертвого газа свободный объем цилиндра; $T_1 = T_n / \lambda_{\text{в}}$ — температура газа в цилиндре в конце процесса всасывания.

Величину m составляют масса газа, подаваемая цилиндром одноступенчатого компрессора в сеть m_n , внешние утечки $m_{\text{в}}^*$ и внутренние перетечки $m_{\text{в}}^*$.

Рис. 2.9. Вторая схематизация индикаторной диаграммы: L_1 — номинальная адиабатная работа; L_2 — работа проталкивания через клапаны линии нагнетания; L_3 — работа проталкивания через клапаны линии всасывания;

4—1 — постоянное давление p_n ; 2—3 — постоянное давление p_n ; 1—2 и 3—4 — адиабаты



Окончательно уравнения (2.29) преобразуются к виду.

$$\left. \begin{aligned} L_n &= m_n (\lambda + v_y^* + v_n^*) RT_n \frac{n}{(n-1)\lambda_{\text{т}}} (\Pi_n^{(n-1)/n} - 1); \\ N_n &= \bar{m}_n (\lambda + v_y^* + v_n^*) RT_n \frac{n}{(n-1)\lambda_{\text{т}}} (\Pi_n^{(n-1)/n} - 1). \end{aligned} \right\} (2.30)$$

Конструктор, проектируя ступень, должен учитывать области эксплуатации компрессора. Если компрессор предназначен для использования в цехах компрессии или на компрессорных станциях заводов, требующих длительной экономичной непрерывной работы и менее ограниченные габаритные размеры и массу машины, то внешние утечки должны ограничиваться диапазоном 0,5—2 % (в транспортных машинах допускаются относительные утечки больше 2 %). Внешние утечки через сальники штока в цилиндрах с дисковым поршнем определяют по уравнению (2.25).

Внутренние перетечки газа через все виды клапанов в ступени составляют от 0,01 до 0,03 теоретической производительности ступени. Потoki газа через неплотности уплотнения дискового поршня не выходят из проточной части ступени и считаются перетечками. Величины перетечек через дисковый поршень больше, чем утечки такого же тронкового поршня в 1,2—1,3 раза.

Во второй схематизации площадь индикаторной диаграммы состоит из трех частей (рис. 2.9), основная из них L_1 соответствует номинальной работе, которая ограничена линиями постоянного давления p_n 4—1 и p_n 2—3, адиабатами сжатия и расширения, переходящими через точку 1 с параметрами газа ($p_n, V_n + V_m$) и точку 3 с параметрами газа (p_n, V_m) соответственно. В этом случае номинальная работа определяется по уравнению

$$L_1 = [k/(k-1)] p_n V_{4-1} [(p_n/p_n)^{(k-1)/k} - 1].$$

Площадь L_3 соответствует работе, затрачиваемой на преодоление сопротивления при всасывании, и определяется по формуле

$$L_3 = \rho_n V_{4-1} \kappa_1 \text{ ср.}$$

Объем V_{4-1} удобнее выразить как

$$V_{4-1} = V_h \bar{s}_{\text{вс}}. \quad (2.31)$$

Здесь $\bar{s}_{\text{вс}} = S_{\text{вс}}/S_{\text{max}} = 1 - a (\Pi^{1/n} - 1)$ — относительный ход всасывания, где $S_{\text{вс}}$ — ход поршня за процесс всасывания; S_{max} — максимальный ход поршня.

Используя уравнения (2.30) и (2.31) получим

$$L_3 = \rho_n V_h \bar{s}_{\text{вс}} \kappa_1 \text{ ср.}$$

Над линией нагнетания пристраивается прямоугольник, отражающий увеличение индикаторной работы из-за сопротивлений движению газа от цилиндра до выхода из нагнетательного патрубка L_2 . Величина его определяется по формуле

$$L_2 = V_{2-3} \rho_n \kappa_2 \text{ ср.} = V_{2-3} \rho_n \Pi \kappa_2 \text{ ср.}$$

Объем V_{2-3} можно представить в виде

$$V_{2-3} = V_h \bar{s}_{\text{нг}}.$$

Здесь $\bar{s}_{\text{нг}} = S_{\text{нг}}/S_{\text{max}} = [1 - a (\Pi^{1/k} - 1)]/\Pi^{1/k}$ — относительный ход нагнетания, где $S_{\text{нг}}$ — ход поршня за процесс нагнетания.

Суммарная индикаторная работа будет определяться по формуле

$$L_{\Sigma} = m_{\tau} RT_n [k/(k-1) \bar{s}_{\text{вс}} (\Pi^{(k-1)/k} - 1) + \bar{s}_{\text{вс}} \kappa_1 \text{ ср.} + \bar{s}_{\text{нг}} \Pi \kappa_2 \text{ ср.}] \quad (2.32)$$

Удельная индикаторная работа для 1 кг газа

$$l_{\Sigma} = \frac{RT_n \left[\frac{k}{k-1} \bar{s}_{\text{вс}} \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \bar{s}_{\text{вс}} \kappa_1 \text{ ср.} + \bar{s}_{\text{нг}} \Pi \kappa_2 \text{ ср.} \right]}{\lambda}.$$

Вторая схематизация тоже искажает действительные процессы, происходящие в цилиндре. Процесс сжатия при этой схематизации начинается с давления ρ_n , а в действительных процессах давление более низкое, что завышает индикаторную работу в сравнении с действительной. Процессы сжатия в действительности политропные с показателями политроп ниже показателя адиабаты.

Так как определяемая по схематизированной индикаторной диаграмме работа должна равняться действительной, то автоматически занижаются величины сопротивления газа при всасывании и нагнетании. Однако в крупных машинах большой и средней производительности эти недостатки сказываются меньше, так как процессы сжатия и расширения близки к адиабатным, а сопротивления движению газа в машинах со сравнительно низкими обо-

ротами малы. Поэтому для крупных компрессоров такая схематизация дает результаты, хорошо согласующиеся с действительными. Однако первая схематизация является более универсальной.

2.10. ОЦЕНКА СОВЕРШЕНСТВА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Проектируя объекты, в которых используются одноступенчатые компрессоры, выбирают наиболее выгодную для выполнения технологического процесса машину. Она должна обеспечивать требуемую производительность и заданное давление нагнетаемого газа. При проектировании компрессора необходимо знать, где его будут использовать, и добиваться требуемых качеств, в частности, высокого КПД. В общем случае КПД — безразмерная величина, характеризующая степень совершенства какого-либо технического устройства в отношении осуществления в нем процессов передачи энергии или ее преобразования из одной формы в другую. В машинах-двигателях под ним подразумевают отношение энергии, отдаваемой потребителю (полезной энергии), к полной подводимой энергии. По аналогии можно было бы принять за КПД компрессора отношение приращения энергии газа в компрессоре к энергии, затрачиваемой на его привод. Однако подобное трактование КПД, применительно к компрессорам, не имеет смысла. Процессы сжатия и перемещения газа компрессором очень энергоемки. Наименьшая затрата работы происходит при изотермическом сжатии, когда интенсивно охлаждаются компрессор и проходящий через него газ. При охлаждении от газа отбирается энергия, подводимая к нему двигателем. В случае изотермного сжатия отбирается вся подводимая к газу энергия, т. е. ее приращение равно нулю. Энергия, расходуемая двигателем на вращение компрессора, не равна нулю. Энергетический КПД такого компрессора поэтому равен нулю, в то время как двигатель затрачивает наименьшую работу на привод компрессора.

В компрессоростроении принят условный энергетический КПД. В числителе условного КПД работа $L_{\text{эт}}$ или мощность $N_{\text{эт}}$, требуемая для сжатия и перемещения газа при процессе, принятом за эталонный. В знаменателе дроби ставится работа $L_{\text{в}}$ или мощность $N_{\text{в}}$, действительно затрачиваемая двигателем на привод компрессора (работа и мощность на валу компрессора).

Если за эталонный процесс принять изотермный, то условный КПД компрессора называется изотермным и обозначается

$$\eta_{\text{из}} = L_{\text{из}}/L_{\text{в}} = N_{\text{из}}/N_{\text{в}},$$

где $L_{\text{из}}$ и $N_{\text{из}}$ определяются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{из}} &= m_{\text{г}} RT_{\text{г}} \ln(p_{\text{н}}/p_{\text{к}}); \\ N_{\text{из}} &= \dot{m}_{\text{г}} RT_{\text{г}} \ln(p_{\text{н}}/p_{\text{к}}). \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

В одноступенчатых компрессорах, не имеющих специального жидкостного охлаждения, отвод тепла от сжимаемого газа очень мал. За эталонный процесс для подобных компрессоров иногда принимают адиабатный, а КПД компрессора в этом случае называют адиабатным и определяют по формуле

$$\eta_{ад} = L_{ад}/L_{в} = N_{ад}/N_{в},$$

где $L_{ад}$ и $N_{ад}$ определяются уравнениями

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} m_{г} R T_{н} \left[\left(\frac{p_{к}}{p_{н}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right];$$

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} \dot{m}_{г} R T_{н} \left[\left(\frac{p_{к}}{p_{н}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right].$$

Для одного и того же компрессора $\eta_{из} < \eta_{ад}$, так как $L_{из} < L_{ад}$.

Работа $L_{в}$ или мощность $N_{в}$ расходуется главным образом на сжатие и перемещение газа $L_{и}$, $N_{и}$ и преодоление трений в механизме движения компрессора $L_{тр}$, $N_{тр}$. Уравнение КПД с учетом потерь на трение можно представить в виде

$$\eta_{из} = N_{из}/(N_{и} + N_{тр}) = N_{из} N_{и}/[N_{и} (N_{тр} + N_{и})].$$

Отношение $N_{из}/N_{и}$ называют изотермным индикаторным КПД и обозначают $\eta_{изи}$. По аналогии $N_{ад}/N_{и}$ называют адиабатным индикаторным КПД $\eta_{ади}$. Они отражают термодинамическое совершенство сжатия газа в компрессоре. Отношение

$$N_{и}/(N_{и} + N_{тр}) = 1 - N_{тр}/(N_{и} + N_{тр})$$

называют механическим КПД и обозначают $\eta_{мех}$. Этот коэффициент отражает совершенство механизма движения компрессора. Следовательно,

$$\eta_{из} = \eta_{изи} \eta_{мех};$$

$$\eta_{ад} = \eta_{ади} \eta_{мех}.$$

В некоторых конструкциях от коленчатого вала компрессора приводятся в движение вспомогательные механизмы. К ним относятся насосы для создания циркуляции смазки в узлах трения механизма движения, лубрикатеры, подающие масло в цилиндры, водяные насосы и вентиляторы для охлаждения стенок цилиндров и камер всасывания и нагнетания, а также другие механизмы. Для оценки совершенства таких компрессоров необходимо учитывать затраты мощности на привод этих механизмов.

Мощность $N_{в}$, подводимая к валу компрессора, определяется по формуле

$$N_{в} = N_{и} + N_{тр} + N_{вм},$$

где $N_{вм}$ — мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов.

Коэффициент полезного действия можно представить в виде

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{и}} \frac{N_{и}}{N_{и} + N_{тр}} \frac{N_{и} + N_{тр}}{N_{и} + N_{тр} + N_{вм}} = \eta_{из,и} \eta_{мех} \eta_{вм},$$

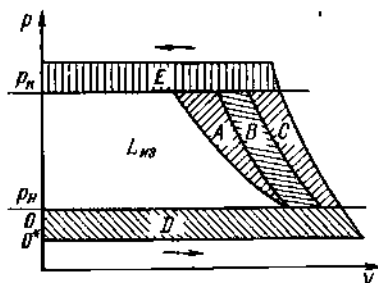
где $\eta_{вм}$ — коэффициент затрат мощности на вспомогательные механизмы.

Коэффициент полезного действия компрессорной установки $\eta_{из, уст}$ должен учитывать КПД передачи движения от вала двигателя к валу компрессора $\eta_{пер}$ и КПД двигателя $\eta_{дв}$

$$\eta_{из, уст} = N_{из}/N_{дв} = \eta_{из,и} \eta_{мех} \eta_{вм} \eta_{пер} \eta_{дв}.$$

Если вспомогательные механизмы приводятся в движение от отдельных двигателей, то в $N_{дв}$ учитывается мощность и этих

Рис. 2.10. Влияние различных факторов на индикаторную работу: *A* — политропного процесса сжатия с $n > 1$; *B* — перетечек газа через неплотности; *C* — подогрева газа; *D* — сопротивлений всасывающих клапанов; *E* — сопротивлений нагнетательных клапанов



двигателей. Упрощенная индикаторная диаграмма компрессора представлена на рис. 2.10. Изотермная работа $L_{из}$ массы газа $m_{д}$, подаваемой потребителю, изображена площадью диаграммы

$$L_{из} = m_{д} R T_{н} \ln (p_{к}/p_{в}).$$

В действительности процесс сжатия политропический, и политропической работе соответствует площадь

$$L_{из} + A = m_{д} R T_{н} [n/(n - 1)] [(p_{к}/p_{в})^{(n-1)/n} - 1].$$

Вследствие массообмена (утечки и перетечки) в ступени сжимается большая масса газа $m_1 = m_{д} (1 + \Delta m/m_{д})$, а работе, затрачиваемой на ее сжатие и перемещение, соответствует площадь

$$L_{из} + A + B = m_{д} (1 + \Delta m/m_{д}) R T_{н} [n/(n - 1)] [(p_{к}/p_{в})^{(n-1)/n} - 1].$$

В процессе всасывания газ нагревается и занимает больший объем. В результате этого площадь диаграммы увеличивается

$$L_{из} + A + B + C = m_{д} (1 + \Delta m/m_{д}) R (T_{н}/\lambda_{т}) \times [n/(n - 1)] [(p_{к}/p_{в})^{(n-1)/n} - 1].$$

Вследствие наличия сопротивлений движению газа среднее давление в цилиндре при всасывании $p_{1ц}$ будет ниже $p_{в}$, а среднее давление при нагнетании $p_{2ц}$ — выше $p_{к}$. Площадь диаграммы с учетом сопротивлений определяется по формуле

$$L_{из} + A + B + C + D + E = m_{д} (1 + \Delta m/m_{д}) R (T_{н}/\lambda_{т}) \times [n/(n - 1)] [(p_{2ц}/p_{1ц})^{(n-1)/n} - 1].$$

Индикаторным КПД учитывается влияние побочных процессов, сопровождающих основной рабочий процесс, и оценивается совершенство последнего.

Уравнение для определения механического КПД можно представить в виде

$$\eta_{\text{мех}} = 1/(1 + N_{\text{тр}}/N_{\text{в}}).$$

Мощность $N_{\text{тр}}$ слабо зависит от отношения давлений $\Pi_{\text{д}}$, и ее можно считать постоянной при изменении $\Pi_{\text{д}}$ в пределах, характерных для одноступенчатых компрессоров (примерно от 2 до 6). В этих пределах $N_{\text{в}}$ растет и поэтому растет $\eta_{\text{мех}}$. Таким образом, $\eta_{\text{мех}}$ зависит от режима работы компрессора. В паспортах компрессоров $\eta_{\text{мех}}$ указывается для расчетного режима.

Для вертикальных и прямоугольных компрессоров большой и средней производительности при наличии крейцкофа $\eta_{\text{мех}}$ колеблется от 0,9 до 0,95, а в горизонтальных машинах на стандартных оппозитных базах — от 0,92 до 0,96.

У бескрейцкофных компрессоров малой производительности на У- и Ш-образных базах с высокими частотами вращения вала $\eta_{\text{мех}}$ изменяется от 0,75 до 0,85.

В газомоторных компрессорах большой производительности, имеющих общий с ДВС вал, $\eta_{\text{мех}}$ составляет 0,88—0,92.

Мощность трения $N_{\text{тр}}$ находится по данным испытания компрессора

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{в}} - N_{\text{и}}.$$

При проектировании компрессоров чаще всего задаются величиной $\eta_{\text{мех}}$ на основании испытаний близких по параметрам и конструкции машин. Мощность трения определяется уравнением

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{и}}(1 - \eta_{\text{мех}})/\eta_{\text{мех}}.$$

В некоторых случаях энергетическое совершенство близких по параметрам и конструкции компрессоров оценивают удельной работой

$$l = l_{\text{и}} + l_{\text{тр}},$$

где $l_{\text{и}} = \frac{L_{\text{и}}}{m_{\text{д}}} = \frac{N_{\text{и}}}{\dot{m}_{\text{д}}}$ — удельная индикаторная работа; $l_{\text{тр}} = \frac{L_{\text{в}} - L_{\text{и}}}{m_{\text{д}}} = \frac{N_{\text{в}} - N_{\text{и}}}{\dot{m}_{\text{д}}}$ — удельная работа трения.

2.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

В процессе эксплуатации компрессора важно знать зависимости производительности \dot{m} , \bar{V} и мощности N от Π . Чаще всего двигатели компрессора имеют постоянную или очень мало изменяющуюся частоту вращения и эти зависимости определяют для постоянного n .

В практике компрессоростроения \bar{m} , \bar{V} и N определяют как функции отношения давлений Π при постоянных параметрах всасываемого газа $\bar{m}_d = f_1(\Pi)$; $\bar{V}_d = f_2(\Pi)$; $N = f_3(\Pi)$ и называют их размерными характеристиками компрессора. Они зависят еще и от параметров всасываемого газа T_n и p_n . Это представляет определенные неудобства в их практическом использовании, поэтому в последнее время чаще стали использовать безразмерные характеристики, пригодные для любых значений p_n и T_n . Безразмерные характеристики — это зависимости коэффициента подачи λ и КПД компрессора η от отношения давлений в компрессоре Π при постоянной частоте вращения коленчатого вала $\lambda = f_4(\Pi)$; $\eta = f_5(\Pi)$.

Эти характеристики определяются в результате испытаний машин с последующей обработкой данных испытаний и построением графиков. В период испытаний обычно изменяют Π , увеличивая давление p_n при постоянном n и параметрах всасываемого газа. Измеряются массовый расход нагнетаемого газа и мощность, подводимая к валу компрессора $N_{вз}$. Расчетным путем находят

$$\lambda = \bar{m}_d / m_{т}; \quad \eta_{вз} = N_{вз} / N_{н}$$

где $N_{нз}$ определяется по уравнению (2.33).

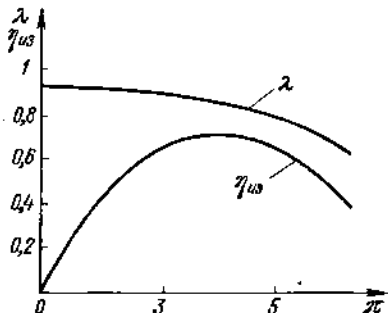
Зависимость коэффициента подачи λ от отношения давлений Π представляет собой кривую, близкую к прямой. Величина λ уменьшается с увеличением Π . Последнее вызвано снижением λ_0 , $\lambda_{т}$ и увеличением относительных внешних утечек v_y^* и перетечек $v_{п}^*$.

Выражение $\eta_{вз} = N_{вз} / (N_n + N_{тр})$ можно преобразовать к виду

$$\eta_{вз} = \frac{1}{N_n / N_{вз} + N_{тр} / N_{вз}}$$

Если $\Pi = 1$, то $\eta_{вз} = 0$, так как равна нулю изотермная работа. При малых значениях Π отношение $N_n / N_{вз}$ близко к единице. Мощность трения $N_{тр}$ практически постоянная, а $N_{вз}$ с ростом Π увеличивается, и $N_{тр} / N_{вз}$ уменьшается. При малых Π $\eta_{вз}$ увеличивается с ростом Π .

По мере дальнейшего возрастания Π отношение $N_n / N_{вз}$ начинает возрастать из-за разности политропной и изотермной работ. Влияние мощности, затрачиваемой на преодоление трений, снизится, так как она составляет примерно 5—15 % от общей мощности. Это объясняется тем, что в выражение для изотермной мощности (2.33) входит множителем действительная производительность компрессора m_d . При больших Π она становится как угодно малой и при некотором предельном отношении давлений обращается в нуль. В этом крайнем случае изотермный КПД вновь становится равным нулю. При достижении объемного коэффициента нулевой величины $\lambda_0 = 0$ производительность и КПД компрессора обращаются в нуль. На рис. 2.11 изображен примерный вид безразмерных характеристик компрессора.



В процессе проектирования компрессора задаются целым рядом величин, которые позволяют определить размеры цилиндров и параметры компрессора на расчетном режиме. Представляет интерес узнать, как будут изменяться λ и $\eta_{из}$ компрессора на режимах, отличных от расчетного.

Задача сводится к приближенным методам пересчета данных работы при расчетном режиме на другие отношения давлений Π . В процессе проведения пересчета условимся обозначать величины, соответствующие расчетному режиму, индексом p . Коэффициент производительности компрессора определяется уравнением

$$\lambda = \lambda_p (\lambda_0 - \mu) - (v_y^* + v_n^*).$$

Считаем, что при новом режиме работы Π изменяется только вследствие варьирования конечным давлением. Все остальные внешние условия остаются неизменными.

Пересчет отдельных составляющих коэффициента подачи производится по приближенным формулам, которые получены при анализе экспериментальных данных и результатов математического моделирования.

Анализируя процессы расширения газа из мертвого пространства, обнаружили очень малое влияние показателя политропы расширения n при различных Π на коэффициент производительности. На основании этого предложена формула пересчета

$$\lambda_0 = [1 - (1 - \lambda_{0,p}) / (\Pi_p^{1/n} - 1)] (\Pi^{1/n} - 1).$$

Это уравнение не дает больших отклонений в диапазоне применяемых в компрессорах отношений давлений. При оценке влияния потерь давления всасываемого газа на производительность сделаны следующие допущения.

1. Потери давления пропорциональны квадрату средней скорости движения газа в щелях клапанов за время их открытия.
2. Диаграммы движения пластин клапанов при различных Π не претерпевают существенных изменений.

С учетом сделанных допущений формула пересчета имеет вид

$$\mu = \mu_p [(\lambda_0 \Delta\varphi_p) / \lambda_{0,p} \Delta\varphi]^2,$$

где $\Delta\varphi$ — угол поворота вала за время открытия клапана, т. е. от начала открытия до момента достижения цилиндром наибольшего объема; $\Delta\varphi = \arccos(2\lambda_0 - 1)$.

Экспериментальные исследования рабочего процесса ступени показали, что температурный коэффициент или коэффициент

подогрева λ_{τ} изменяется линейно от отношения давлений Π . Формулу пересчета для λ_{τ} можно представить в следующем виде

$$\lambda_{\tau} = (\lambda_{\tau})_{\Pi=1} - \frac{(\lambda_{\tau})_{\Pi=1} - \lambda_{\tau, p}}{\Pi_p - 1} (\Pi - 1).$$

Коэффициент $(\lambda_{\tau})_{\Pi=1}$ изменяется в разных машинах от 0,985 до 0,995. Для ступеней большой производительности $(\lambda_{\tau})_{\Pi=1}$ приближается к наибольшему значению этого интервала.

На основании многочисленных расчетов рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами и экспериментальных исследований рекомендуется производить пересчет коэффициента внешних утечек v_y^* с помощью уравнения

$$v_y^* = v_{y, p}^* (az + b)_p / (az + b).$$

Коэффициенты a и b такие же, как в уравнении (2.24).

Это уравнение справедливо до тех пор, пока еще справедливо уравнение состояния идеального газа.

Ориентировочно пересчет можно производить, используя уравнение

$$v_y^* = v_{y, p}^* \sqrt{(\Pi + 1) / (\Pi_p + 1)}. \quad (2.34)$$

Относительная величина перетечек через неплотности клапанов пересчитывается по формуле

$$v_{\text{дп}}^* = v_{\text{дп}, p}^* \sqrt{(\Pi^2 - 1) \Pi_p / (\Pi_p^2 - 1) \Pi}. \quad (2.35)$$

Пересчет массообмена рабочей камеры с уплотнением тронкового поршня с малым количеством колец не производится, так как такой массообмен обычно отсутствует.

Перетечки в ступени с дисковым поршнем можно производить по уравнению для перетечек через клапаны.

Пересчитав все коэффициенты, имеющиеся в уравнении для λ , находим новое значение его для другого Π . Сделав ряд пересчетов, строим график $\lambda = f_2(\Pi)$. Эта зависимость в диапазоне от 2 до 6 близка к линейной.

Энергетической характеристикой ступени компрессора является кривая $\eta_{\text{вз}} = f_1(\Pi)$. При вычислении входящей в выражение $\eta_{\text{вз}}$ индикаторной мощности (2.30) необходимо вычислять отношение давлений Π на нерасчетных режимах. Это требует пересчета относительных потерь давления в клапанах, который производится из условия пропорциональности потерь средней скорости поршня за время всасывания (нагнетания).

Для всасывающего клапана

$$\kappa_{1 \text{ ср}} = \kappa_{1 \text{ ср}, p} (\bar{s}_{\text{вс}} \Delta\varphi_{\text{вс}, p} / \bar{s}_{\text{вс}, p} \Delta\varphi_{\text{вс}})^2,$$

где $\Delta\varphi_{\text{вс}} = \arccos(2\bar{s}_{\text{вс}} - 1)$ — угол поворота вала за время всасывания.

Для нагнетательного клапана

$$\kappa_{2\text{ ср}} = \kappa_{\text{ср}} p (\bar{s}_{\text{шт}} \Delta\varphi_{\text{шт}} / \bar{s}_{\text{шт}} p \Delta\varphi_{\text{шт}})^2,$$

где $\Delta\varphi_{\text{шт}} = \arccos(2\bar{s}_{\text{шт}} - 1)$ — угол поворота вала за время нагнетания.

Пересчет относительных утечек $\nu_{\text{г}}^*$ производится с помощью уравнения (2.34), а перетечек — с помощью (2.35). Мощность трения очень мало изменяется от Π и принята постоянной для различных режимов.

2.12. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Под математической моделью процесса понимают замкнутую систему уравнений, каждое из которых описывает с известной степенью приближения количественные связи между отдельными элементами процесса, а в сумме они позволяют достаточно полно вскрыть его сущность.

Приближенность модели вызвана не только отсутствием достоверных знаний о составляющих процесса, но и стремлением упростить модель, облегчить процесс ее использования. Несущественные сопровождающие процесс явления могут не приниматься во внимание, но чрезмерное упрощение может удалить модель от реального прообраза и сделать ее бесполезной для исследований.

Основу математической модели рабочего процесса в одноступенчатом компрессоре составляют следующие уравнения: 1) состояния газа; 2) энергии термодинамического тела переменной массы; 3) расхода; 4) теплообмена; 5) динамики клапанов.

Уравнение состояния. В неявном виде параметры газа связаны зависимостью $F(p, v, T) = 0$. Если газы находятся при низких давлениях и умеренной температуре, то они подчиняются закону Менделеева — Клапейрона и считаются идеальными $pV = mRT$. При расчете рабочих процессов в вакуум-насосах низкого вакуума и компрессорах низкого и среднего давления большинство газов не дают значительных отклонений от уравнения идеального газа. Расчеты процессов с многоатомными газами и парами при умеренных давлениях и температурах и все процессы с газами при высоких и сверхвысоких давлениях с использованием уравнения идеального газа недопустимы.

Основные положения термодинамики тела переменной массы. В термодинамике тела переменной массы выделяется из совокупности взаимодействующих тел конкретный объект изучения, называемый рабочим телом. Все, что лежит вне поверхности, окружающей рабочее тело, называется окружающей средой. Способ построения поверхности, окружающей рабочее тело, произвольный и определяется удобством выполнения задачи исследования.

Между окружающей средой и рабочим телом существуют три независимые формы взаимодействия: 1) механическое, которое осуществляется при перемещении окружающей средой поверхности рабочего тела; 2) тепловое, осуществляемое через поверхность тела при наличии разности температур среды и рабочего тела; 3) массообменное, происходящее в результате присоединения или отделения от тела элементов массы через внешнюю поверхность тела.

В термодинамике тел переменных масс предполагается квазистатичность процессов, т. е. мгновенная передача взаимодействия тела с окружающей средой от поверхности ко всем элементам тела. Любое изменение объема тела вызовет одновременное изменение удельных объемов элементов тела. При наличии теплового взаимодействия произойдет мгновенное выравнивание температуры всех элементов.

Характерной особенностью поршневых компрессоров является нестационарность протекающих в них процессов. В термодинамике переменных масс допускается считать эти процессы квазистационарными.

Механическое и тепловое взаимодействие рабочего тела переменной массы с окружающей средой существенно не отличается от этих явлений с телом постоянной массы.

Процесс присоединения элемента массы рабочим телом состоит из этапов вталкивания и слияния. На этапе вталкивания происходит поступление элемента массы dm в объем рабочего тела. После этого происходит слияние, т. е. выравнивание всех параметров, присоединяемых элементов и рабочего тела.

Пусть у рабочего тела до присоединения массы dm были давление p , удельный объем v , температура T , масса m и удельная внутренняя энергия u . После присоединения массы они изменились на dp , dv , dT , dm и du . Определим объем, занятый присоединенным элементом в объеме рабочего тела,

$$dV = (v + dv) dm \approx v dm.$$

В компрессоростроении принято принимать положительной работу внешних сил окружающей среды dL , совершаемую над телом. Работа, затрачиваемая на вталкивание в объем тела присоединяемого элемента массой dm_n , будет определяться по формуле

$$dL_n = (p + dp)(v + dv) dm_n \approx pv dm_n;$$

удельная работа вталкивания dl_n определяется из уравнения

$$dl_n = dL_n/m_n = pv dm_n/m_n = pv dv_n,$$

где v_n — относительная величина массы присоединяемого элемента.

Избыточная энергия присоединяемого элемента

$$dU_n = (i_n - i_o) dm_n,$$

где i_{π} — энтальпия присоединяемых элементов; i_o — энтальпия термодинамического тела.

При отделении массы dm_o от рабочего тела объем отделяемого элемента

$$dV_o = (v + dv) dm_o \approx v dm_o.$$

Выталкивание газа из объема тела происходит за счет энергии газа в объеме термодинамического тела. Поэтому работа выталкивания dL_o и l_o отрицательна

$$dL_o = -p dV_o = -p v dm_o;$$

$$dl_o = -p v dm_o / m = -p v dv_o,$$

где v_o — относительная величина отделяемой массы.

Избыточная или располагаемая энергия отделяемого элемента равна нулю, так как отделяемый элемент имеет энтальпию, равную энтальпии элементов рабочего тела.

При присоединении и отделении масс происходит взаимодействие механического и теплового типа.

1. Работа при механическом взаимодействии

$$dl = p v dv_{\pi} - p v dv_o = p v dv,$$

где $dv = dv_{\pi} - dv_o = (dm_{\pi} - dm_o) / m = dm / m$.

2. Энергия теплового взаимодействия вследствие массообмена

$$dq_{\pi} = (i_{\pi} - i_o) dv_{\pi}.$$

Уравнение баланса энергии для 1 кг массы газа при наличии тепломассообмена будет иметь вид

$$du + p v dv_o = dq + (i_{\pi} - i_o) dv_{\pi} + dl + p v dv_{\pi}.$$

Решим это уравнение относительно du

$$du = dq + (i_{\pi} - i_o) dv_{\pi} + dl + p v dv_{\pi} - p v dv_o.$$

Внутренняя энергия всего тела переменной массы определяется по формуле

$$U = um,$$

а ее приращение —

$$dU = m du + u dm.$$

Изменение массы термодинамического тела

$$dm = dm_{\pi} - dm_o,$$

тогда

$$dU = dQ + dL + i_{\pi} dm_{\pi} - i_o dm_o. \quad (2.36)$$

Разделим все члены уравнения (2.36) на приращение времени

$$dU/d\tau = dQ/d\tau + dL/d\tau + i_{\pi} dm_{\pi}/d\tau - i_o dm_o/d\tau,$$

где $dQ/d\tau$ — поток тепла через всю поверхность, ограничивающую рабочее тело; $dL/d\tau$ — мощность, подводимая окружающей средой (двигателем) к рабочему телу; $dm_{\text{п}}/d\tau$ и $dm_{\text{о}}/d\tau$ — массовый расход присоединяемых и отделяемых от тела элементов; τ — время.

Рабочие процессы в поршневых компрессорах происходят с периодом, соответствующим времени одного оборота вала. Их анализ удобнее производить в зависимости от угла поворота вала φ , величина которого может быть выражена уравнением

$$d\varphi = \omega d\tau,$$

где ω — угловая частота вращения коленчатого вала (может быть принята постоянной).

При замене в уравнении переменной τ на φ получим

$$dU = (1/\omega) [\omega dQ/d\varphi - \omega dL/d\varphi + i_{\text{п}}\dot{m}_{\text{п}} - i_{\text{о}}\dot{m}_{\text{о}}] d\varphi. \quad (2.37)$$

Иногда удобнее производить расчеты рабочих процессов используя непосредственно зависимость dp от τ или φ . Уравнение состояния можно представить в виде

$$p = (k - 1) U/V.$$

Произведем дифференцирование уравнения состояния

$$dp = (k - 1) [(UdU - VdV)/V^2].$$

Используя уравнение (2.37), находим

$$dp = \frac{(k-1)}{V} \left[\frac{dQ}{d\tau} + \frac{k}{k-1} \frac{dL}{d\tau} + i_{\text{п}}\dot{m}_{\text{п}} - i_{\text{о}}\dot{m}_{\text{о}} \right] d\tau$$

или

$$dp = \frac{(k-1)}{V} \left[\omega \frac{dQ}{d\varphi} + \omega \frac{k}{k-1} \frac{dL}{d\varphi} + i_{\text{п}}\dot{m}_{\text{п}} - i_{\text{о}}\dot{m}_{\text{о}} \right] \frac{d\varphi}{\omega}. \quad (2.38)$$

Уравнения расхода. Для определения массовых расходов в проточной части компрессора сделаем следующие упрощающие процесс допущения: 1) течение газа во всей проточной части одномерное и адиабатное; 2) каждый канал, через который перемещается газ, может рассматриваться при определении его сопротивления как круглое отверстие с острыми кромками и площадью поперечного сечения эквивалентной площади канала; 3) процесс движения газа в канале установившийся, соответствующий мгновенным параметрам газа до и после канала; 4) коэффициенты расхода, получаемые при продувке каналов стационарным потоком, справедливы и для нестационарного течения.

Эти допущения позволяют применять уравнения Сен-Венана — Венцеля для сжимаемой среды

$$\dot{m} = f(p_2/T_2) \sqrt{(2k/k-1)(T_1/R) \left(1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}}\right)},$$

где индексами обозначены параметры газа на входе (1) и выходе (2) в канал; $\sigma = p_2/p_1$ — отношение давлений после и до канала.

Так как в действительности сделанные допущения не соблюдаются, то в уравнение Сен-Венана — Венцеля вводится корректирующий коэффициент μ , называемый коэффициентом расхода, и в окончательном виде расчетная формула будет иметь вид

$$\dot{m} = \mu f (p_2/T_2) \sqrt{(2k/k - 1)(T_1/R) \left(1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}}\right)}.$$

При определении расхода газа через клапан следует учитывать динамику движения клапанных пластин.

Уравнение теплообмена. В проточной части компрессора осуществляется в основном конвективный теплообмен. Температура газа сравнительно мала, поэтому лучистым теплообменом можно пренебречь.

В полостях камер происходят неустановившиеся теплообменные процессы. Коэффициент теплоотдачи α и температурный напор ΔT , как показали экспериментальные исследования, переменны по поверхности стенок камер F_i и по углу поворота коленчатого вала φ . Для определения ΔQ используется в математической модели формула Ньютона, справедливая для стационарного процесса. За период поворота вала $\Delta\varphi$ величина ΔQ определяется уравнением

$$\Delta Q = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} \alpha \Delta T F_i d\varphi.$$

Величины, стоящие под знаком интеграла, осредняются по поверхностям теплообмена F_i и за время поворота $\Delta\varphi$. Удобно определять значение ΔQ как сумму теплообменов газа с каждой поверхностью, ограничивающей камеру,

$$\Delta Q = \sum_1^s Q_i.$$

Здесь s — число поверхностей, ограничивающих камеру; Q_i определяется по формуле

$$Q_i = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} q_{ср i} F_i d\varphi.$$

где $q_{ср i}$ — осредненный по поверхности F_i тепловой поток за время поворота вала на $d\varphi$.

В полостях всасывания и нагнетания площади поверхностей, контактирующие с газом, не зависят от φ . В цилиндре площадь боковой поверхности зависит от φ , но при малых величинах $\Delta\varphi$ ее можно принять постоянной, изменяющейся ступенчато от участка к участку.

В полости всасывания теплообмен газа происходит с поверхностями перегородки, разделяющей нагнетательную и всасывающую полости, клапанной плиты; всасывающих клапанов и по-

верхности крышки, омываемой окружающим компрессором воздухом. В результате экспериментов были получены коэффициенты теплоотдачи α_i для клапанной плиты — $100 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$, для клапана — $440 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$, для перегородки — от 550 до $600 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$, для остальных поверхностей — от 50 до $60 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$. Температура всех поверхностей камер выше температуры всасываемого газа. Приблизительно температура перегородки в конструкциях без водяного охлаждения близка к температуре нагнетаемого газа $t_{\text{н}}$; $t_{\text{пер}} = 0,9t_{\text{н}}$. Температура поверхности клапанной плиты, контактирующей с газом полости всасывания $t_{\text{пл}} = (0,3 \div 0,4)t_{\text{н}}$. Температуры поверхностей крышки выше на $20\text{--}25^\circ\text{C}$ окружающей ее температуры воздуха.

В полости цилиндра происходит теплообмен газа с поверхностями поршня, втулки и крышки цилиндра. Средний за цикл коэффициент теплоотдачи газа α с поверхностью втулки цилиндра составляет $340\text{--}360 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$. На участке всасывания газа значение коэффициента α имеет кратковременный пик, достигающий $500 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$, затем оно плавно снижается до $100 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$ к НМТ. На участке сжатия газа в цилиндрах значения α плавно увеличиваются и достигают $1000 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$, а в процессе нагнетания α уменьшается до $300 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$.

Кривая изменения значений $\alpha_{\text{п}}$ у днища поршня примерно повторяет кривую изменения α с втулкой цилиндра, но значения $\alpha_{\text{п}}$ ниже на 10 %.

Эмпирические формулы для определения температуры деталей ступеней. Для ступени одностороннего действия с тронковым поршнем при водяном охлаждении стенок цилиндра (цилиндровой втулки) средняя температура поверхности втулки цилиндра определяется по эмпирическим формулам:

первой ступени

$$t_{\text{ср I}} = 0,2t_{\text{н I}} + 0,7t_{\text{ох}} + 1,35n_0 + \\ + (\Pi - 1)(10,5 + 2,8(\Delta S/S_{\text{max}}) - 0,2n);$$

второй ступени

$$t_{\text{ср II}} = 0,2t_{\text{н II}} + 0,7t_{\text{ох}} + 1,8n_0 + 5(\Pi - 1),$$

где n_0 — частота вращения коленчатого вала, с^{-1} ; $\Delta S/S_{\text{max}}$ — относительное перемещение поршня; ΔS — текущее значение хода поршня, считая от НМТ.

Средняя температура поверхности днища поршня

$$t_{\text{ср. п}} = 0,2t_{\text{н}} + 0,3t_{\text{ох}} + 2,1n_0 + (D/12)(\Pi - 1,0).$$

Средняя температура поверхности клапанной плиты, обращенной в рабочую камеру,

$$t_{\text{ср пл}} = 0,2t_{\text{н}} + 0,4t_{\text{ох}} + n_0 + 32(\Pi - 0,7).$$

Средняя температура поверхности деталей ступеней с воздушным охлаждением на $15-20^\circ$ выше, чем у машин с водяным охлаждением.

Для ступеней с цилиндром двойного действия температура втулки цилиндра определяется по формулам:

первая ступень

$$T_{I} = 211 + 0,3T_{\text{нI}} + 0,017n_0 + 8(\Pi - 1) - 5(\Delta S/S_{\text{max}});$$

вторая ступень

$$T_{II} = 191 + 0,3T_{\text{нII}} + 0,025n_0 + 23(\Pi - 1).$$

Поверхность поршня

$$T_{\text{нI}} = 202 + 0,3T_{\text{н}} + 0,031n_0 + 15(\Pi - 1);$$

$$T_{\text{нII}} = 198 + 0,3T_{\text{н}} + 0,035n_0 + 25(\Pi - 1),$$

где $T_{\text{н}}$ — абсолютная температура газа перед всасывающим патрубком.

Поверхности крышек ступеней

$$T_{\text{кI}} = 215 + 0,3T_{\text{н}} + 0,01n_0 + 8(\Pi - 1);$$

$$T_{\text{кII}} = 202 + 0,3T_{\text{н}} + 0,012n_0 + 23(\Pi - 1).$$

Теплообмен в полости нагнетания. В полости нагнетания температуры поверхностей окружающих ее стенок ниже температуры сжимаемого газа и теплообмен направлен от газа к стенке.

Коэффициенты теплоотдачи для различных поверхностей полости нагнетания в ступенях небольшой производительности были измерены экспериментально и составили: у клапанной плиты $356-400 \text{ Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$; перегородки $650-700 \text{ Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$; клапанов в момент открытия $1100-1400 \text{ Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$; у остальной поверхности $250-300 \text{ Вт}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{К}^{-1}$.

2.13. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТУПЕНИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрим математическую модель рабочего процесса на примере одноцилиндрового компрессора с поршнем одностороннего действия. Проточная часть его состоит из камер всасывания, рабочей (цилиндра) и нагнетания. Полости всасывания и нагнетания соединены с рабочей камерой каналами, управление потоками газа через которые осуществляется соответствующими самодействующими клапанами. Одновременно как полость всасывания, так и нагнетания соединены другими каналами с большими емкостями, изменениями параметров газа в которых при работе компрессора можно пренебречь. Полость всасывания соединена с емкостью, из которой газ поступает в компрессор, а нагнетания — с емкостью, в которую газ поступает из

компрессора. Давление и температура газа, поступающего в проточную часть компрессора, p_n, T_n , а поступающего в сеть — p_n, T_n .

Схема одноступенчатого компрессора, на которой указаны возможные массовые потоки газа, изображена на рис. 2.3. Для идеальных газов, подчиняющихся закону Менделеева — Клапейрона, параметры газа в полостях будут определяться уравнениями:

$$p_n = (k - 1) (U/V); T = pV/mR.$$

Во время работы компрессора в полостях в зависимости от угла поворота вала φ изменяются внутренняя энергия газа U , его масса m и объем V :

$$dU = \left[\frac{\omega dQ}{d\varphi} + \frac{\omega p dV}{d\varphi} + \sum_{k=1}^{k=n_1} (i_n)_k (\dot{m}_n)_k - i_0 \sum_{s=1}^{s=n_2} (\dot{m}_0)_s \right] \frac{d\varphi}{\omega}; \quad (2.39)$$

$$U_{(\varphi)} = U_n + dU; \quad (2.40)$$

$$m_{(\varphi)} = m_n + dm; \quad (2.41)$$

$$dm = \left[\sum_{k=1}^{k=n_1} (\dot{m}_n)_k + \sum_{s=1}^{s=n_2} (\dot{m}_0)_s \right] (d\varphi/\omega), \quad (2.42)$$

где U_n, m_n — начальная величина внутренней энергии и массы газа в полости; Q — теплообмен газа со стенками полости; \dot{m}_n — массовые расходы газа, поступающего в полость; \dot{m}_0 — массовые расходы газа, покидающего полость; i_n, i_0 — энтальпия газа, поступающего и покидающего полость; ω — угловая скорость вращения вала; n_1 — число камер, из которых газ поступает в полость; n_2 — число камер, в которые газ поступает из полости.

В полостях всасывания и нагнетания объем полости постоянный $dV_{n,в} = dV_{n,н} = 0$.

В полости цилиндра изменение объема цилиндра происходит в соответствии с законом движения поршня в кривошипно-шатунном механизме

$$dV_u/d\varphi = 0,785 \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] (D_n^3 \psi \omega / 2).$$

Объем цилиндра V_n в зависимости от φ будет равен

$$V_n = 0,785 (D_n^3 \psi / 2) \left[2a + 1 + \lambda/4 - \cos \varphi - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right],$$

где $\psi = S/D_n$; $\lambda = r/l$; S — ход поршня; r — радиус кривошипа; l — длина шатуна.

В соответствии со схемой движения потоков газа в проточной части ступени (см. рис. 2.3) уравнения, описывающие изменение

параметров газа в полостях, можно представить в следующем виде:

для полости всасывания

$$p_{п.в} = (k - 1) U_{п.в} / V_{п.в}; \quad U_{п.в} = U_{шп.в} + dU_{п.в};$$

$$dU_{п.в} = \left[\frac{\omega dQ_{п.в}}{d\varphi} + i_{п.в} \bar{m}_1 + i_{п.в} \bar{m}_4 - i_{п.в} (\bar{m}_2 + \bar{m}_3) (d\varphi/\omega) \right];$$

$$m_{п.в} = m_{шп.в} + (\bar{m}_1 + \bar{m}_4 - \bar{m}_2 - \bar{m}_3) (d\varphi/\omega);$$

$$T_{п.в} = p_{п.в} V_{п.в} / R m_{п.в};$$

для полости цилиндра

$$U_{ц} = U_{шц} + dU_{ц};$$

$$dU_{ц} = \left[\frac{\omega dQ_{ц}}{d\varphi} + \omega p_{ц} dV_{ц} + i_{п.в} \bar{m}_3 + i_{п.к} \bar{m}_5 + \right. \\ \left. + i_{пол} \bar{m}_4 - i_{ц} (\bar{m}_4 + \bar{m}_5 + \bar{m}_6) \right] (d\varphi/\omega);$$

$$m_{ц} = m_{шц} + (\bar{m}_5 + \bar{m}_6 + \bar{m}_7 - \bar{m}_8 - \bar{m}_9 - \bar{m}_{10}) (d\varphi/\omega);$$

$$p_{ц} = (k - 1) (U_{ц} / T_{ц}); \quad T_{ц} = p_{ц} V_{ц} / R m_{ц};$$

для полости нагнетания

$$U_{п.н} = U_{шп.н} + dU_{п.н};$$

$$dU_{п.н} = \left[\frac{\omega dQ_{п.н}}{d\varphi} + i_{п.н} \bar{m}_8 + i_{п.н} \bar{m}_{10} - i_{п.н} (\bar{m}_5 + \bar{m}_9) \right] (d\varphi/\omega);$$

$$m_{п.н} = m_{шп.н} + (\bar{m}_8 + \bar{m}_{10} - \bar{m}_5 - \bar{m}_9) (d\varphi/\omega);$$

$$p_{п.н} = (k - 1) \frac{U_{п.н}}{V_{п.н}}; \quad T_{п.н} = \frac{p_{п.н} V_{п.н}}{m_{п.н} R},$$

где $p_{п.в}$, $p_{п.н}$, $p_{ц}$, $T_{п.в}$, $T_{п.н}$, $T_{ц}$ — давления и температуры в камерах всасывания и нагнетания и цилиндре; $Q_{п.в}$, $Q_{ц}$, $Q_{п.н}$ — количество теплоты, передаваемое газу стенками камеры всасывания и нагнетания и цилиндром; $m_{п.в}$, $m_{ц}$, $m_{п.н}$ — массы термодинамических тел в камерах; $U_{п.в}$, $U_{ц}$, $U_{п.н}$ — полная внутренняя энергия в камерах; $V_{п.в}$, $V_{ц}$, $V_{п.н}$ — объемы камер; $i_{п.в}$, $i_{ц}$, $i_{п.н}$ — энтальпии газа в камерах; $i_{пол}$ — энтальпия газа в первом межкольцевом объеме уплотнения поршня, считая от цилиндра; $i_{п.в}$, $i_{п.н}$ — энтальпии газа в емкостях перед всасывающим и после нагнетательного патрубка соответственно.

Систему уравнений, описывающих рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре, составляют нелинейные дифференциальные уравнения, которые решить в общем виде невозможно. Приближенные же решения возможны одним из численных методов. Компрессорный цикл происходит в ступени за каждый оборот коленчатого вала. Для приближенного решения этих уравнений разбивают оборот вала на z равных участков. В разностном виде

для двух соседних точек j и $j + 1$ системы уравнений, описывающие рабочий процесс, имеют вид:

для камеры всасывающих клапанов

$$\Delta U_{п. вj+1} = [\omega \Delta Q_{п. в} / \Delta \varphi + i_{п. в} \bar{m}_2 + i_{п. в} \bar{m}_4 - i_{п. в} (\bar{m}_3 + \bar{m}_5)]_j (\Delta \varphi / \omega);$$

$$\Delta m_{п. вj+1} = [\bar{m}_2 + m_4 - \bar{m}_3 - \bar{m}_5]_j \frac{\Delta \varphi}{\omega};$$

$$U_{п. вj+1} = U_{п. вj} + \Delta U_{п. вj+1}; \quad m_{п. вj+1} = m_{п. вj} + \Delta m_{п. вj+1};$$

$$\rho_{п. вj+1} = (k - 1) (U_{п. вj+1} / V_{п. в}); \quad T_{п. вj+1} = \rho_{п. вj+1} V_{п. в} / R m_{п. вj+1};$$

для полости цилиндра

$$\Delta U_{цj+1} = \left[\frac{\omega \Delta Q_{ц}}{\Delta \varphi} + \frac{k \omega \rho_{ц} \Delta V_{ц}}{(k - 1) \Delta \varphi} + i_{п. в} \bar{m}_3 + i_{п. в} \bar{m}_5 + \right. \\ \left. + i_{пол} \bar{m}_7 - i_{ц} (\bar{m}_4 + \bar{m}_6 + \bar{m}_8) \right]_j (\Delta \varphi / \omega);$$

$$\Delta \bar{m}_{цj+1} = [\bar{m}_3 + \bar{m}_5 + \bar{m}_7 - \bar{m}_4 - \bar{m}_6 - \bar{m}_8]_j (\Delta \varphi / \omega);$$

$$U_{цj+1} = U_{цj} + \Delta U_{цj+1}; \quad m_{ц(j+1)} = m_{цj} + \Delta m_{цj+1};$$

$$\rho_{цj+1} = (k - 1) (U_{цj+1} / V_{цj+1}); \quad T_{цj+1} = \rho_{цj+1} V_{цj+1} / R m_{цj+1};$$

для камеры нагнетания

$$\Delta U_{п. нj+1} = [\omega \Delta Q_{п. н} / \Delta \varphi + i_{п. н} \bar{m}_6 + i_{п. н} \bar{m}_{10} - i_{п. н} (\bar{m}_9 + \bar{m}_2)]_j (\Delta \varphi / \omega);$$

$$\Delta m_{п. нj+1} = [\bar{m}_6 + \bar{m}_{10} - \bar{m}_9 - \bar{m}_2]_j (\Delta \varphi / \omega);$$

$$U_{п. нj+1} = U_{п. нj} + \Delta U_{п. нj+1}; \quad m_{п. нj+1} = m_{п. нj} + \Delta m_{п. нj+1};$$

$$\rho_{п. нj+1} = (k - 1) (U_{п. нj+1} / V_{п. н}); \quad T_{п. нj+1} = \rho_{п. нj+1} V_{п. н} / R m_{п. нj+1}.$$

Управление потоками газа между камерами в проточной части ступени производится с помощью всасывающих и нагнетательных клапанов. Уравнения движения пластин будут:

$$\Delta h_{вj+1} = [P_{гв} + C_{в} (h_{н} + h_0)]_j (\Delta \varphi^2 / \omega^2 m_{в});$$

$$\Delta h_{нj+1} = [P_{гн} - C_{н} (h_{в} + h_0)]_j (\Delta \varphi^2 / \omega^2 m_{н});$$

$$h_{вj+1} = h_{вj} + \Delta h_{вj+1}; \quad h_{нj+1} = h_{нj} + \Delta h_{нj+1};$$

где $h_{н}$, $h_{в}$ — высота подъема пластин нагнетательного и всасывающего клапанов; $m_{н}$, $m_{в}$ — массы подвижных частей нагнетательного и всасывающего клапанов; $C_{н}$, $C_{в}$ — жесткости пружин нагнетательного и всасывающего клапанов; $P_{гв}$, $P_{гн}$ — газовые силы, действующие на всасывающий и нагнетательный клапаны.

Уравнение движения пластины является дифференциальным линейным неоднородным второго порядка. При решении на ЭВМ

с использованием стандартных программ необходимо преобразовать его в систему из линейных уравнений первого порядка

$$\begin{aligned} \Delta h_{n,j+1} &= \frac{Z_{nj}}{\omega} \Delta \varphi; & \Delta Z_{n,j+1} &= (\Delta \varphi / \omega m_n) [P_{rn} - C_n (h_n + h_0)] j; \\ Z_{n,j+1} &= Z_{nj} + \Delta Z_{n,j+1}; & h_{n,j+1} &= h_{nj} + \Delta h_{n,j+1}; \\ \Delta h_{n,j+1} &= (Z_{nj} / \omega) \Delta \varphi; & \Delta Z_{n,j+1} &= (\Delta \varphi / \omega m_n) [P_{rn} - C_n (h_n + h_0)] j; \\ h_{n,j+1} &= h_{nj} + \Delta h_{n,j+1}; & Z_{n,j+1} &= Z_{nj} + \Delta Z_{n,j+1}. \end{aligned}$$

Массовые расходы газа при адиабатном истечении определяются с помощью уравнения Сен-Венана—Венцеля

$$\dot{m}_1 = \mu f (p_1 / T_1) \sqrt{AT_1 [1 - (p_1 / p_2)^{(k-1)/k}]},$$

где μ — коэффициент расхода; f — площадь поперечного сечения канала; p_1, T_1 — параметры газа в емкости, в которую втекает газ; p_2, T_2 — параметры газа в емкости, из которой газ вытекает; $A = 2k / (k - 1) R$.

Рассчитывая рабочий процесс в цилиндре компрессора, необходимо учитывать массообмен между цилиндром и поршневым уплотнением, т. е. найти расходы газа из цилиндра в уплотнение \dot{m}_s и из уплотнения в цилиндр \dot{m}_z . Для этого нужно найти зависимость параметров газа в первом межкольцевом объеме от угла поворота φ . Нумерацию межкольцевых объемов принято производить от цилиндра (рабочей камеры).

Зависимость p и T от φ можно определить, только рассчитав рабочий процесс во всем уплотнении. Это производится путем математического моделирования процесса в уплотнении. При работе компрессора возможны два варианта течения газа в уплотнении:

1) газ из межкольцевых объемов с меньшими номерами перетекает в объемы с большими номерами, что возможно, если соблюдаются неравенства

$$p_s / p_{s+1} > 1 \text{ и } p_{s-1} / p_s > 1,$$

где s — порядковый номер межкольцевого объема;

2) газ из объемов с большими номерами перетекает в объемы с меньшими номерами при условии, что

$$p_{s+1} / p_s > 1 \text{ и } p_s / p_{s-1} > 1.$$

Для определения массообмена цилиндра с уплотнением необходимо предварительно рассчитывать изменение параметров газа по всем межкольцевым объемам. Расчетными уравнениями будут (2.37) и (2.42). Однако их можно упростить, допустив постоянство межкольцевых объемов.

Математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами основана на использовании уравнений термодинамики переменной массы. Так как эти дифференциальные уравнения

являются нелинейными, то решение находится численными методами. Компрессорный цикл в цилиндре происходит за время поворота коленчатого вала на 2π . Этот угол разбивают на z участков $\Delta\varphi = 2\pi/z$, и задаются произвольно начальными условиями параметров газа при угле поворота $\varphi = 0$ по всему уплотнению. Определяем изменение параметров газа в межкольцевых объемах при повороте на угол $\Delta\varphi$, используя уравнения:

$$\Delta U_{s,j+1} = [\omega \Delta Q_s / \Delta\varphi + l_{s-1} \bar{m}_{s-1} - l_s \bar{m}_s]_j (\Delta\varphi / \omega);$$

$$\Delta m_{s,j+1} = (\bar{m}_{s-1} - \bar{m}_s)_j (\Delta\varphi / \omega);$$

$$U_{s,j+1} = U_{s,j} + \Delta U_{s,j+1}; \quad m_{s,j+1} = m_{s,j} + \Delta m_{s,j+1};$$

$$p_{s,j+1} = (k-1)(U_{s,j+1}/V_s); \quad T_{s,j+1} = p_{s,j+1} V_s / m_{s,j+1} R,$$

где ΔU_s , Δm_s — изменение внутренней энергии газа в межкольцевом пространстве с номером s и масса газа в нем; ΔQ_s — теплообмен газа со стенками за время поворота вала на $\Delta\varphi$; $p_{s,0}$, $T_{s,0}$, $U_{s,0}$, $m_{s,0}$ — начальные давления, температура, внутренняя энергия и масса газа в межкольцевом пространстве с номером s .

Решаем задачу методом последовательных приближений. Счет начинается обычно с положения поршня в наружной мертвой точке, когда объем цилиндра минимальный. Переход от участка к участку происходит до увеличения угла поворота вала на $\Delta\varphi$.

В следующем приближении за начальные значения принимаем величины, соответствующие параметрам $p_{s,2\pi}$, $T_{s,2\pi}$, $U_{s,2\pi}$, $m_{s,2\pi}$ и производим следующее приближение и т. д. Расчет заканчиваем при удовлетворении неравенств

$$\sum_{s=1}^{s=z-1} (p_{s,2\pi} - p_{s,0})^2 \leq \frac{\epsilon_p \sum_{s=1}^{s=z-1} p_{s,0}^2}{z-1};$$

$$\sum_{s=1}^{s=z-1} (T_{s,2\pi} - T_{s,0})^2 \leq \frac{\epsilon_T \sum_{s=1}^{s=z-1} T_{s,0}^2}{z-1},$$

где z — количество уплотняющих колец; ϵ_p и ϵ_T — ошибки, допустимые при вычислении давлений и температур соответственно (их значения при проведении расчетов достаточно принимать равными 0,01).

Граничными условиями для расчета являются давления газа по обе стороны уплотнения. В ступенях с тронковым поршнем

давление за уплотнением равно атмосферному. С целью упрощения расчета давление в цилиндре принимается при всасывании постоянным, равным его значению перед всасывающим патрубком, а при нагнетании — после нагнетательного патрубка, т. е. давлению, указанному в задании на проектирование. Давление в процессе сжатия и расширения принимается изменяющимся по адиабатному закону.

В одноступенчатых компрессорах с дисковым поршнем по обе стороны уплотнения имеются рабочие камеры. Изменение давлений газа в них будет соответствовать схематизированным диаграммам, т. е. состоять из двух адиабат и двух изобар. Но эти диаграммы будут смещены относительно друг друга на угол поворота коленчатого вала, равный Π .

Рассчитывая рабочий процесс в ступени с помощью математической модели для получения индикаторной и температурной диаграмм, с достаточной точностью для практических целей шаг расчета можно максимально увеличить до 2° поворота коленчатого вала. Чем больше шаг, тем меньше время счета. При расчете динамики пластин самодействующих клапанов для получения достоверных результатов требуется уменьшить шаг расчета. Для прямооточных клапанов достоверные данные можно получить при шаге $0,25—0,2^\circ$. При расчете динамики более массивных пластин кольцевых и полосовых клапанов шаг расчета можно увеличить до 1° , хотя вследствие этого диаграмма движения пластины получится сглаженной, «время—сечение» щели клапана будет определено с ошибкой. На участке открытия клапанов шаг расчета автоматически снижается до требуемой величины.

Порядок расчета рабочего процесса в ступени.

1. Определяются параметры газа в межкольцевых объемах уплотнения поршня.

2. Решаются уравнения динамики пластин всасывающих и нагнетательных клапанов.

3. Вычисляются все значения переменных, которые находятся в правых частях уравнений.

4. Вычисляются параметры процесса ступени для данного угла φ .

5. При достижении текущим углом φ величины 2π проверяется точность задания начальных условий.

6. Если заданная точность не достигнута, то счет начинается с начала, если достигнута, то счет тоже начинается с начала, но одновременно вычисляются и выводятся на печать индикаторные характеристики.

Для анализа процесса в цилиндре удобнее также построить диаграмму температуры газа в зависимости от объема рабочей камеры $V(\varphi)$. Одновременное рассмотрение индикаторных и температурных диаграмм дает хорошие результаты при оценке качества процесса.

2.14. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

С целью выяснения влияния внешних условий и конструктивных особенностей ступени выполнены экспериментальные и расчетно-теоретические (путем математического моделирования) исследования рабочих процессов, происходящих в ней. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных позволило оценить адекватность математической модели реальным процессам. При математическом моделировании можно не учитывать ряд сопровождающих реальный процесс явлений и выделить интересные. Кроме того, исследование процессов математического моделирования быстрее и дешевле, чем проведение экспериментов. Рассмотрим влияние различных факторов на рабочий процесс.

Влияние конвективного теплообмена в цилиндре на рабочий процесс ступени. С помощью математической модели были рассмотрены процессы в теплоизолированной ступени и в ступени при наличии конвективного теплообмена с температурами стенок и интенсивностью теплообмена, соответствующими реальным. Для того чтобы исключить влияние перетечек, ступень приняли абсолютно герметичной, т. е. с перетечками и утечками, равными нулю. Экспериментально это выполнить невозможно. Индикаторные диаграммы ступеней, полученные в результате расчета с конвективным теплообменом и без него, почти совпадают.

На температурных диаграммах ясно видно, что в конце процесса всасывания при наличии теплообмена температура газа выше, так как холодный всасываемый газ подогревается от стенок, поршня и крышек цилиндра.

Вследствие повышения температуры газа в конце всасывания уменьшается массовая производительность компрессора и растет удельная индикаторная работа l_n , а индикаторный изотермический коэффициент полезного действия соответственно снижается.

Охлаждение стенок камер всасывания и нагнетания и его влияние на рабочий процесс. С целью определения влияния температуры стенок полости всасывания на рабочий процесс ступени производилось расчетное исследование с изменением температуры стенок в диапазоне от 37° до 97°C . Температуры стенок остальных поверхностей проточной части компрессора прижимались неизменными как в расчетном режиме. При увеличении температуры стенок полости всасывания возрастает температура газа во всей проточной части ступени, что вызывает снижение массовой производительности и увеличение удельной работы ступени, а индикаторная работа не изменяется.

В компрессорах небольшой производительности камеры всасывания и нагнетания выполнены в одном блоке и разделены металлической неохлаждаемой перегородкой. Температура газа

в полости нагнетания выше, чем в полости всасывания, и через перегородку идет поток теплоты от газа камеры нагнетания к газу камеры всасывания, увеличивая его подогрев.

С целью уменьшения подогрева было произведено охлаждение перегородки водой. Это резко уменьшило подогрев газа в полости всасывания, увеличило производительность ступени на 5—6 % и снизило удельную индикаторную работу. При конструировании блока, закрывающего торец цилиндра, необходимо организовывать охлаждение перегородки между камерами водой. Если компрессоры имеют воздушное охлаждение, то камеры нагнетания и всасывания не должны разделяться общей металлической стенкой. Между стенками камер должен быть слой воздуха, который резко уменьшит тепловой поток между камерами.

Охлаждение полости всасывания оказывает доминирующее влияние на производительность и удельную мощность. Водяное охлаждение производится холодной водой, а воздушное — потоком вентилируемого воздуха, который должен быть направлен на головки цилиндров. Рациональное охлаждение ступени компрессора позволяет уменьшить удельное количество охлаждающей воды до 1—2 л/м³ газа.

Влияние массообменных потерь в ступени на рабочий процесс. Влияние внешних утечек газа через уплотнения поршня или сальника. Внешние утечки газа уменьшают производительность ступени и в процессе сжатия снижают давление в цилиндре, отклоняя линию сжатия внутрь диаграммы, уменьшая ее площадь. Утечки в процессе нагнетания практически не изменяют вида диаграммы, так как безразлично, куда вытесняется газ: через клапаны в полость нагнетания или через уплотнения в атмосферу.

Утечки тоже уменьшают массу газа, расширяющегося из мертвого пространства, но отклоняют линию расширения в сторону меньших объемов цилиндра. Площадь индикаторной диаграммы при этом увеличивается. Утечки из ступени в период всасывания не оказывают влияния на форму индикаторной диаграммы. Наибольшие утечки газа происходят в период нагнетания, когда велика разность давлений в цилиндре и картере, не изменяя при этом форму диаграммы.

Индикаторная диаграмма от внешних утечек деформируется, но площадь ее остается практически постоянной. Внешние утечки изменяют производительность ступени и удельную индикаторную работу.

Влияние перетечек на рабочий процесс. Негерметичность клапанов линий всасывания приводит к поступлению горячих газов из цилиндра в полость всасывания и подогреву его новой порции, поступающей в цилиндр. Вместе с этой новой порцией всасывается и газ перетечек, который уменьшает поступление свежего газа.

Негерметичность нагнетательных клапанов приводит к поступлению в рабочую камеру (цилиндр) горячего газа из полости нагне-

тания за время расширения и всасывания и сжатия. В процессе нагнетания газ перетечек вытесняется из цилиндра обратно в полость нагнетания.

Газ перетечек при расширении и всасывании уменьшает объем цилиндра для заполнения свежим газом и подогревает последний. Перетечки при сжатии только увеличивают индикаторную работу, отклоняя давление в сторону больших объемов цилиндра. Перетечки уменьшают коэффициент подачи ступени

$$\Delta\lambda \approx v_n^* (T_n/T_n),$$

где v_n^* — относительная величина перетечек, влияющая на λ ; T_n — средняя температура нагнетаемого газа (во всасывающих клапанах примерно равна $0,9T_n$, а у перетечек через нагнетательные клапаны — T_n).

Как показали расчетные и экспериментальные исследования, площадь индикаторной диаграммы при наличии перетечек остается постоянной.

Влияние отношения давлений. Изменение отношения давлений газа в ступени П чаще всего происходит либо при постоянном начальном давлении p_n и переменном конечном p_k , либо при постоянном конечном и переменном начальном. Изменение конечного и начального давления одновременно встречается у промежуточных ступеней многоступенчатой машины. Например, при постоянном p_n и переменном p_k работает компрессор при закачке газа в баллоны.

Увеличение отношения давления при постоянном p_n приводит в реальной ступени к уменьшению ее производительности вследствие: 1) снижения объемного коэффициента из-за увеличения массы газа, остающейся в мертвом пространстве; 2) уменьшения коэффициента подогрева $\lambda_{\text{т}}$, так как увеличивается среднецикловая температура газа в цилиндре и поэтому повышается температура поверхностей стенок проточной части; 3) увеличения внешних утечек и внутренних перетечек из-за роста перепада давлений на уплотнениях и клапанах. При увеличении отношения давлений возрастает удельная работа, затрачиваемая на сжатие и перемещение газа.

При теоретическом процессе в случае постоянного конечного давления газа в ступени p_k и понижении начального давления p_n снижается массовая производительность ступени только вследствие уменьшения плотности всасываемого газа. Кривая зависимости индикаторной работы ступени от отношения давлений при снижении p_n и постоянном p_k имеет сложную форму. С увеличением отношения давлений кривая в начале возрастает до максимума, а затем убывает. Значение отношения давлений при максимальной индикаторной работе определяется по формуле $\Pi_{\text{оп}} = n^{n/(n-1)}$, где n — показатель политропы. В реальном рабочем процессе ступени $\Pi_{\text{оп}}$ будет меньше.

Влияние частоты вращения коленчатого вала на рабочий процесс ступени компрессора исследовалось экспериментально и с помощью математической модели. Частота вращения вала n_0 изменялась от 12 до 50 с^{-1} , при этом средняя скорость поршня возрастала от 3,1 до 12,6 м/с. В теоретическом рабочем процессе пропорционально n_0 возрастают производительность и мощность компрессора. В реальном процессе подобного изменения производительности и потребляемой мощности не происходит.

Значения коэффициента производительности λ снижаются с увеличением частоты вращения вала n_0 по следующим причинам.

1. Растет средняя скорость поршня, вследствие чего увеличивается скорость газа и пропорционально ее квадрату — потери давления в клапанах, а коэффициент давления λ_d снижает свое значение.

2. Изменяется диаграмма движения замыкающего органа клапана и, как правило, в сторону, ухудшающую рабочий процесс в ступени. Например, при исследовании работы полосовых клапанов, хорошо зарекомендовавших себя при частотах вала $n_0 = 16,7 \text{ с}^{-1}$, с изменением частоты до $n_0 = 56 \text{ с}^{-1}$ запаздывание посадки всасывающих клапанов достигло 64° , а нагнетательных — 48° . Вследствие этого относительная величина перетечек из-за запаздывания посадки замыкающего органа достигла 0,23, коэффициент подогрева снизился до 0,9. Из-за возрастания потерь давления в клапанах, роста перетечек и подогрева газа изотермный КПД упал с 0,64 до 0,44.

3. Увеличиваются потери на преодоление механических трений из-за возрастания средней скорости поршня. Механический КПД снизился с 0,915 до 0,83.

Проведенные исследования указывают на большое влияние правильности работы клапанов на рабочий процесс в ступени компрессора. Прежде чем перевести работу компрессора на новую частоту вращения вала, необходимо убедиться в том, что клапаны будут удовлетворительно работать и в новых условиях. С этой целью следует выполнить расчеты, например с помощью математической модели, и при получении отрицательных результатов подобрать другие параметры клапанов.

Влияние конструктивных особенностей ступени на рабочий процесс. Рассмотрим два варианта расчета, в которых выполняются следующие условия: 1) при изменении хода поршня S относительная величина мертвого пространства остается постоянной; 2) при изменении S абсолютная величина мертвого пространства V_m остается постоянной.

В случае постоянной частоты вращения вала n_0 рост хода поршня S линейно увеличивает объем, описываемый поршнем, и оставляет постоянным значение поршневой силы. При этом производительность компрессора возрастает. Средняя скорость поршня C_n увеличивается пропорционально ходу поршня S , что, в свою очередь, вызывает:

1) рост потерь давления газа во всасывающих и нагнетательных клапанах, снижение давления всасывания в конце хода всасывания и, следовательно, уменьшение производительности ступени;

2) увеличение площади контакта поршневых колец и втулки цилиндра, а значит, и работы, затрачиваемой на преодоление трения; рост температуры поверхности втулки; увеличение конвективного теплообмена всасываемого газа со втулкой и, следовательно, уменьшение коэффициента подогрева λ_t .

В выполненных расчетах величина S увеличивалась в четыре раза. Температура газа в конце всасывания при прочих равных условиях возросла от 325 до 356 К.

В случае постоянного недохода поршня до крышки цилиндра увеличение S и V_h вызывает снижение относительного мертвого пространства a и увеличение объемного коэффициента λ_0 , снижение относительных значений утечек и перетечек. Увеличение S при постоянном D не вызывает роста поршневой силы и утяжеления механизма движения, однако индикаторная и подводимая к валу компрессора мощность увеличивается по мере роста производительности.

Рассмотрим влияние размерных соотношений рабочей камеры на рабочий процесс. Например, будем изменять параметр $\psi = S/D$ при постоянном объеме, описываемом поршнем за единицу времени V_h . Это можно осуществить, изменяя или D и S при постоянной частоте n_0 , или D и n_0 при постоянном S , или n_0 и S при постоянном D , или изменяя все три параметра одновременно.

В практике компрессоростроения очень редко встречаются двигатели с переменной частотой вращения вала n_0 . Для практического использования целесообразно нахождение оптимального значения ψ при постоянной частоте n_0 и переменных D и S .

Расчетные исследования рабочего процесса были проведены для трех постоянных частот и постоянного во всех случаях объема, описываемого поршнем. Величина ψ изменялась от 0,13 до 5,25 варьированием D и S (отношение давлений для всех случаев принималось равным 3). Средняя скорость поршня варьировалась от 1,89 до 14 м/с, при этом индикаторная мощность составляла от 6,75 до 11,5 кВт.

Увеличение D и уменьшение S приводит к росту значений относительного мертвого пространства при постоянном зазоре между крышкой и поршнем в ВМТ. Рост относительного мертвого пространства при постоянной n_0 приводит к снижению λ_0 и производительности компрессора.

Увеличение ψ при возрастании S и уменьшении D вызывает увеличение средней скорости поршня, что в конечном итоге приводит к уменьшению производительности ступени из-за возрастания потерь давления в конце всасывания и увеличения температуры газа.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

3.1. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ ГАЗОВ

Технология производства многих важных для народного хозяйства продуктов требует, чтобы газ, участвующий в процессах, подавался под высоким давлением. Например, при производстве некоторых видов полиэтиленов необходимо сжатие газов до 250 МПа, а при производстве азотных удобрений реакции проводят при давлении 25—32 МПа. Добыча нефти со дна морей, закачка газов в пласт для увеличения выхода нефти требует газов, сжатых до 70 МПа. Транспортировка природных газов производится при давлении газа до 10 МПа. Даже для привода пневматических машин и инструментов, используемых для механизации работ, воздух сжимается до 0,9—1,5 МПа.

Получение высоких давлений в одноступенчатых компрессорах затруднено по следующим причинам.

1. С увеличением отношения давлений уменьшаются значения объемного коэффициента λ_0 и, следовательно, коэффициента подачи λ . При $\Pi > \Pi_{\text{пр}}$ значения λ_0 падают до нуля, и весь сжимаемый газ помещается в объеме мертвого пространства, нагнетательные клапаны остаются закрытыми и выталкивания газа не происходит.

2. В компрессоре газ сжимается по политропному закону с показателем политропы $n > 1$. Температура нагнетаемого газа T_n существенно выше начальной T_n . Максимальные значения T_n ограничиваются по ряду причин. Например, при производстве полиэтилена T_n не должна превышать 100 °С, так как в противном случае начинается полимеризация этилена в цилиндре. В воздушных компрессорах T_n ограничивают 160 °С с целью уменьшения окисления масла кислородом воздуха. При сжатии агрессивных газов повышение температуры вызывает увеличение их корродирующего действия.

3. Увеличение отношения давлений приводит к уменьшению коэффициента производительности. Поэтому для обеспечения требуемой производительности ступени приходится увеличивать ее размеры. Следствием этого является интенсивный, опережающий возрастание Π , рост нагрузок практически на все элементы компрессора, так как в этом случае большие перепады давления действуют на большие площади. По соображениям прочности необходимо усиливать эти элементы, что ведет к увеличению габаритных размеров и металлоемкости компрессора.

4. В соответствии с энергетической характеристикой ступени компрессора при больших Π снижается КПД компрессора, так как действительный процесс сжатия газа все больше отклоняется от изотермного, возрастают утечки, перетечки, подогрев газа и затраты работы на преодоление трений в механизме движения

из-за роста поршневых сил. Больших изменений давлений можно достичь путем многоступенчатого сжатия газа.

Многоступенчатый компрессор представляет собой ряд последовательно соединенных ступеней. Ступени соединены между собой межступенчатыми коммуникациями, содержащими холодильники, водомаслоотделители, емкости и другую аппаратуру. По коммуникации газ транспортируется от нагнетательного патрубка предыдущей ступени до всасывающего патрубка последующей.

Объемы цилиндров ступеней по мере сжатия газа в предыдущих ступенях и увеличения его плотности уменьшаются. Условимся нумеровать ступени по ходу движения газа в компрессоре.

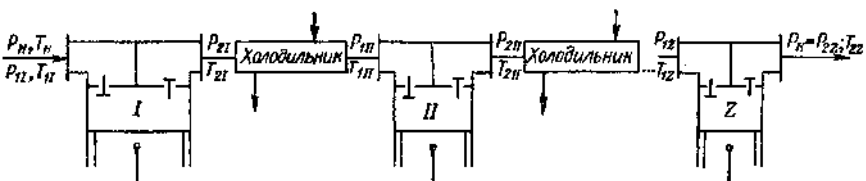


Рис. 3.1. Схема многоступенчатого сжатия: I, II, ..., z — номера ступеней

Параметры газа на входе в каждую ступень условимся обозначать индексом 1, на выходе — индексом 2, а номера ступеней обозначать римской цифрой у индекса. Например, давление всасываемого газа перед патрубком второй ступени обозначается P_{1II} , а температура после нагнетательного патрубка третьей ступени T_{2III} . Давление всасываемого газа перед первой ступенью $P_{1I} = P_H$, а по выходе из последней в z-ступенчатом компрессоре $P_{2z} = P_K$. Поступающий в первую ступень газ с давлением P_{1I} сжимается в ней и выталкивается из цилиндра в полость нагнетательных клапанов и затем в межступенчатую коммуникацию с давлением P_{2I} и температурой T_{2I} (рис. 3.1).

Двигаясь по межступенчатой коммуникации, газ охлаждается, главным образом, в межступенчатом холодильнике до температуры T_{1II} , и давление его снижается до P_{1II} . Оно ниже, чем P_{2I} , на величину газодинамических потерь в коммуникации.

Всасываемый во вторую ступень газ сжимается до давления P_{2II} и вытесняется из цилиндра в межступенчатую коммуникацию между второй и третьей ступенями. Там он охлаждается, несколько снижает свое давление и засасывается в следующую ступень. В последней или конечной ступени газ сжимается до конечного давления $P_{2z} = P_K$.

Основная идея многоступенчатого сжатия заключается в последовательном повышении давления в ступенях. При этом отношения давлений в ступенях должны быть такими, чтобы обеспечивались достаточно высокий КПД и коэффициент подачи в каждой из них.

Реальные процессы в многоступенчатых компрессорах очень сложны, поэтому рассмотрим вначале теоретический процесс.

3.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

При описании рабочих процессов многоступенчатого компрессора (МК) приняты следующие допущения: 1) в каждой ступени совершается теоретический рабочий процесс; 2) при движении в межступенчатых коммуникациях газ охлаждается до температуры перед всасывающим патрубком первой ступени; 3) отсутствуют газодинамические сопротивления; 4) коммуникации

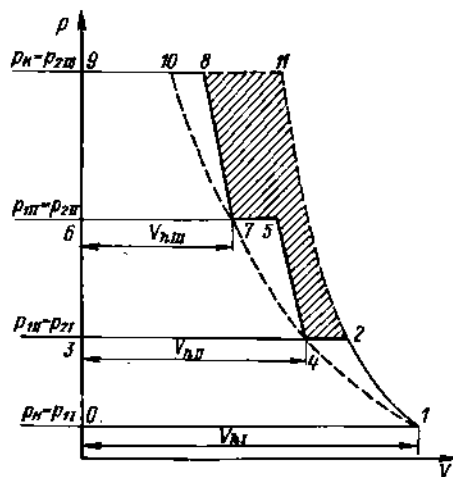


Рис. 3.2. Индикаторные диаграммы многоступенчатого и одноступенчатого сжатия при теоретическом процессе: $F_{0-1-11-9-0}$ — площадь, отражающая индикаторную работу при сжатии и перемещении газа от p_{11} до p_{21} в одной ступени; $F_{0-1-2-4-5-7-8-9-0}$ — площадь, отражающая индикаторную работу при сжатии и перемещении газа в трех ступенях; $F_{2-4-5-7-8-11-2}$ — площадь, отражающая уменьшение индикаторной работы при сжатии газа в трех ступенях

герметичны, и в них отсутствуют колебания давления газа; 5) отсутствует трение в механизме движения.

В последовательно соединенных герметичных ступенях и коммуникациях масса газа, поступившая в первую ступень, будет подана полностью последней ступенью потребителю. Массовые производительности всех ступеней равны.

Если ступень выполнена в нескольких рабочих камерах, то ее производительность будет равна сумме производительностей всех ее рабочих камер.

Индикаторные диаграммы трехступенчатого компрессора при теоретическом процессе изображены на рис. 3.2. Линия 0—1 соответствует процессу всасывания в первую ступень. Из-за отсутствия газодинамических сопротивлений давление газа в процессе всасывания постоянное, равное давлению перед всасывающим патрубком ступени $p_{11} = p_{11}$. Линия 1—2 изображает изменение давления в процессе адиабатного сжатия; линия 2—3 соответствует процессу вытеснения газа из цилиндра при постоянном давлении p_{21} . Так как мертвое пространство отсутствует, происходит мгновенное падение давления от p_{21} до p_{11} . Индикаторная работа первой ступени определяется в масштабе диаграммы площадью, ограниченной линиями 0—1—2—3—0.

Газ, нагнетаемый первой ступенью, поступает в межступенчатую коммуникацию, соединяющую нагнетательный патрубок первой ступени с всасывающим патрубком второй. За время прохождения газа по межступенчатой коммуникации его температура повызится от T_{2I} до T_{1II} , равной T_n .

Давление газа перед всасывающим патрубком второй ступени p_{1II} равно давлению нагнетания первой p_{2I} , так как согласно сделанным допущениям сопротивления движению газа отсутствуют.

Точки индикаторных диаграмм начала процесса сжатия во всех ступенях лежат на одной изотерме $pV = mRT_n$, где m — масса газа, всасываемая за один оборот вала. Отрезок линии всасывания во вторую ступень 3—4 короче отрезка линии нагнетания первой — 2—3, так как за время движения по коммуникации газ охладился и объем его стал меньше

$$V_{1II} = V_{2I} T_{1II} / T_{2I}, \quad (3.1)$$

где V_{1II} — объем всасываемого газа во вторую ступень; V_{2I} — объем газа, нагнетаемого первой ступенью.

Далее происходит адиабатное сжатие газа на линии 4—5, его нагнетание второй ступенью происходит при постоянном давлении p_{2II} . Замыкает диаграмму отрезок оси ординат 6—3. Построение индикаторной диаграммы третьей последней ступени аналогично построению диаграмм предыдущих ступеней.

Индикаторная работа многоступенчатого компрессора $L_{н.к}$ равна сумме индикаторных работ ступеней

$$L_{н.к} = \sum_{i=1}^{i=n} L_i.$$

Индикаторная работа каждой ступени определяется по формулам

$$L_{нI} = k_0 F_{0-1-2-3-0}; \quad L_{нII} = k_0 F_{3-4-5-6-3};$$

$$L_{нIII} = k_0 F_{6-7-8-9-6}.$$

Индикаторная работа трехступенчатого компрессора при теоретическом процессе определяется площадью диаграммы, ограниченной линиями

$$L_{н.к} = k_0 F_{0-1-2-4-5-7-8-9-0}.$$

Если бы сжатие газа происходило в одной ступени от начального до конечного давления, то индикаторная работа

$$L_{н.к}^* = k_0 F_{0-1-10-9-0}.$$

Из рис. 3.2 видно, что $L_{н.к}^*$ больше, чем $L_{н.к}$. Разность работ пропорциональна площади диаграммы

$$L_{н.к}^* - L_{н.к} = k_0 F_{2-4-5-7-8-10-2}.$$

Уменьшение индикаторной работы при сжатии газа в многоступенчатом компрессоре происходит вследствие охлаждения газа

в каждой межступенчатой коммутикации и уменьшения при этом объема сжимаемого газа. Теоретический процесс тем ближе к изотермному, чем больше ступеней сжатия. Если заданы параметры газа перед всасывающим патрубком компрессора p_n , T_n , давление после нагнетательного патрубка p_k и количество ступеней сжатия z , то индикаторная работа многоступенчатого компрессора будет зависеть от распределения давлений между ступенями.

Так как точки начала сжатия во всех ступенях лежат на одной изотерме, то при теоретическом процессе $L_{n, k}$ в соответствии с уравнением (3.1) можно определить по формуле

$$L_{n, k} = \frac{k}{k-1} mRT_{1I} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_I^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{II}^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_z^{\frac{k-1}{k}} - z \right].$$

Определим промежуточные давления, минимизирующие индикаторную работу компрессора. Для этого возьмем частную производную от $L_{n, k}$ по p_{2I} и приравняем ее нулю. Получим

$$\frac{\partial L_{n, k}}{\partial p_{2I}} = \frac{k}{k-1} mRT_{1I} \left[\frac{k-1}{k} p_{2I}^{\frac{k-1}{k}-1} - \frac{k-1}{p_{1I}^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{k-1}{k} p_{2I}^{-\frac{k-1}{k}-1} \frac{k-1}{p_{2II}^{\frac{k-1}{k}}} \right] = 0.$$

Решая полученное уравнение, найдем p_{2I} , при котором индикаторная работа имеет наименьшее значение

$$p_{2I}^2 = p_{1I} p_{2II}.$$

Преобразуем это выражение, разделив правую и левую части на $p_{2I} p_{1I}$.

$$p_{2I}/p_{1I} = (p_{2II}/p_{2I})/(p_{2II}/p_{1II}).$$

Отношение $p_{2I}/p_{1I} = \Pi_I$, а $p_{2II}/p_{1II} = \Pi_{II}$, следовательно,

$$\Pi_I = \Pi_{II}. \quad (3.2)$$

Наименьшую индикаторную работу получаем в том случае, если отношения давлений в первой и второй ступенях равны.

Взяв частные производные по остальным промежуточным давлениям и приравняв их нулю, в конечном итоге получим:

$$\Pi_{II} = \Pi_{III}; \quad (3.3)$$

$$\Pi_{z-1} = \Pi_z. \quad (3.4)$$

Из уравнений (3.2), (3.3), (3.4) получим $\Pi_I = \Pi_{II} = \dots = \Pi_z$. Таким образом, для обеспечения минимальной индикаторной работы многоступенчатого компрессора при теоретическом процессе необходимо иметь одинаковые отношения давлений газа по ступеням. Отношение давлений в любой из ступеней обозначим $\Pi_{ст}$.

Отношение конечного давления газа после нагнетательного патрубка последней ступени $p_k = p_{2z}$ к давлению перед всасывающим патрубком первой ступени $p_n = p_{1I}$ называют общим или

полным отношением давлений и обозначают Π_0 : $\Pi_0 = p_{2n}/p_{11} = = p_2/p_n$. Величину Π_0 можно представить в виде

$$\Pi_0 = p_{22}/p_{11} = (p_2/p_1)_2 (p_2/p_1)_{2-1} \dots (p_2/p_1)_1.$$

Таким образом, $\Pi_0 = \Pi_{ст}^z$, откуда $\Pi_{ст} = \sqrt[z]{\Pi_0}$.

Индикаторная работа компрессора определяется уравнением

$$L_{н.к} = zL_{н.ст} = z \frac{k}{k-1} mRT_n \left[\Pi_0^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right];$$

соответственно индикаторная мощность

$$N_{н.к} = z \frac{k}{k-1} \bar{m}RT_n \left[\Pi_0^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right].$$

Оптимальное распределение давлений обеспечивает также равенство температур нагнетаемого газа по ступеням, так как при адиабатном процессе сжатия эта температура в i -й ступени определяется по формуле

$$T_{2i} = T_n \Pi_{ст}^{\frac{k-1}{z}}.$$

При теоретическом процессе объемы, описываемые поршнями, и отношения давлений связаны зависимостью

$$V_{H1} = V_{H1} p_{11} / p_{21}.$$

Компрессор при теоретическом процессе будет иметь наименьшие объемы цилиндров при заданных производительности и частоте вращения вала.

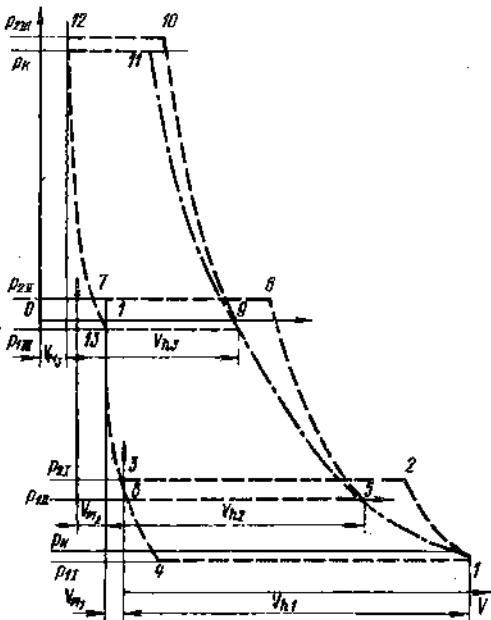
3.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В РЕАЛЬНОМ МНОГООСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

В реальном многоступенчатом компрессоре не выполняются допущения, сделанные для теоретического процесса. В каждой ступени имеется мертвое пространство. Реальный процесс сопровождается тепло- и массообменом. Зачастую газы, сжимаемые в ступенях, не подчиняются уравнению Менделеева — Клапейрона.

Проточная часть коммуникаций оказывает сопротивление движению газа. Поэтому давление газа p_{21} перед всасывающим патрубком последующей ступени ниже давления $p_{2(i-1)}$ предыдущей. Не равны также температуры перед всасывающими патрубками всех ступеней компрессора. Температура газа, температура охлаждающей воды и их разность изменяются в течение года. Поверхности охлаждения холодильников со временем загрязняются, ухудшается коэффициент теплопередачи между газом и водой. Сжимаемые в компрессоре газы могут быть влажными. При их сжатии повышается парциальное давление водяного пара. После охлаждения в межступенчатом холодильнике пар-

Рис. 3.3. Совмещенная схематизированная индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора при реальном процессе:

1—2, 6—6, 9—10 — линии сжатия; 4—1, 8—5, 13—9 — линии всасывания; 2—3, 6—7, 10—12 — линии нагнетания; 3—4, 7—8, 12—13 — линии расширения



циальное давление водяных паров может сделаться больше, чем давление насыщенных паров при данной температуре. Вследствие этого произойдет конденсация водяного пара. Конденсат, образующийся при этом, отделяется установленными в межступенчатой коммуникации маслоуловителями и удаляется из

проточной части компрессора. Это приводит к уменьшению массы газа и водяного пара, поступающих в последующую ступень.

Совмещенные схематизированные индикаторные диаграммы трехступенчатого компрессора представлены на рис. 3.3.

Процесс всасывания газа в цилиндр первой ступени изображается линией 4—1. Он происходит при давлении p_{11} , меньшем чем давление перед всасывающим патрубком p_{12} из-за сопротивлений главным образом клапанов линии всасывания ступени.

Процесс сжатия газа изображается линией 1—2. Это эквивалентная политропа сжатия. Ее показатель n_c , как правило, меньше показателя адиабаты.

Процесс нагнетания изображается линией 2—3. На диаграмме он изображен линией постоянного, среднеинтегрального за процесс давления нагнетания, которое больше давления после нагнетательного патрубка ступени.

Линия 3—4 изображает процесс расширения газа из мертвого пространства. Она представляет собой эквивалентную политропу расширения с показателем n_p . Значение его обычно меньше, чем n_c .

Площадь индикаторной диаграммы в масштабе k_0 соответствует индикаторной работе первой ступени

$$L_{H1} = k_0 F_{4-1-2-3-4}.$$

Линия всасывания второй ступени 8—5 лежит ниже линии нагнетания первой ступени. Давление p_{21} на диаграмме также является среднеинтегральным давлением за процесс всасывания.

Линия всасывания 8—5 будет коротче линии нагнетания первой ступени 2—3, так как газ охлаждается в межступенчатом холодильнике. Меньшее влияние оказывает уменьшение массы газа из-за конденсации водяных паров и негерметичности коммуникаций.

Линия сжатия газа 5—6 является эквивалентной политропой сжатия $n_{c II}$. Величина $n_{c II}$ больше, чем $n_{c I}$, так как вследствие уменьшения поверхности цилиндра, контактирующей с газом, влияние теплообмена снижается.

Линия 6—7 отражает процесс нагнетания во второй ступени. На схематизированной диаграмме давление нагнетания $p_{2 II}$ постоянно и равно среднеинтегральному значению за процесс (оно больше чем $p_{2 III}$).

Линия 7—8 — эквивалентная политропа расширения с показателем $n_{p II}$, меньшим $n_{c II}$, но большим $n_{p I}$.

Индикаторная диаграмма второй ступени смещена относительно диаграммы первой в сторону меньших объемов. Это вызвано уменьшением объема второй ступени.

Индикаторная работа второй ступени пропорциональна площади индикаторной диаграммы

$$L_{II} = k_0 F_{8-3-6-7-5}$$

Индикаторная диаграмма третьей, конечной, ступени строится таким же путем, как и две первые, и индикаторная работа определяется из уравнения

$$L_{III} = k_0 F_{12-12-9-10-11}$$

Индикаторная работа компрессора $L_{к.к.}$ равна сумме индикаторных работ ступеней $L_{к.к.} = \sum_1^z L_{ст.}$

Как видно из рис. 3.3, площади индикаторных диаграмм ступеней частично перекрывают друг друга. Вследствие потерь давления на преодоление сопротивлений клапанов и коммуникаций увеличивается общая индикаторная работа компрессора.

3.4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ РЕАЛЬНОГО МНОГУСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Схема потоков газа в проточной части реального многоступенчатого компрессора изображена на рис. 3.4. Если при теоретическом процессе многоступенчатого компрессора вся масса газа, поступившая в первую ступень, подается последней ступенью потребителю, то в реальном процессе этого не происходит. Как видно из схемы, возникают утечки газа m_y (через уплотнение поршней и штоков). Помимо этого в межступенчатых коммуникациях происходит конденсация водяного пара ($m_{кон}$).

Масса газа, подаваемая последней ступенью, будет меньше начальной на сумму масс утечек и конденсации.

Производительность многоступенчатого компрессора при реальном процессе можно определить по формуле

$$\bar{m}_k = \bar{m}_{д1} - \sum_{i=2}^{i=n} (\bar{m}_{yi} + \bar{m}_{конi})$$

где $\bar{m}_{д1}$ — действительная производительность первой ступени компрессора; \bar{m}_{yi} — массовый расход газа через уплотнения ступени с номером i ; $\bar{m}_{конi}$ — массовый расход жидкости, удаляемой в водомаслоотделителях ступени с номером i .

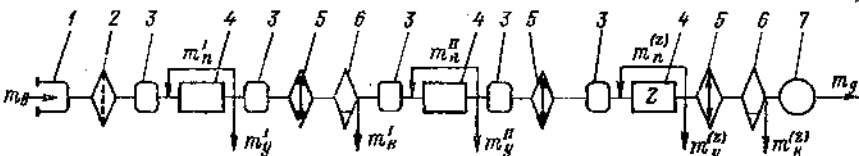


Рис. 3.4. Схема потоков массы газа в проточной части многоступенчатого компрессора:

1 — заборное устройство; 2 — газовый фильтр; 3 — буфер; 4 — ступень компрессора; 5 — холодильник; 6 — водомаслоотделитель; 7 — расмвер

Разделив все части уравнения на $\bar{m}_{г}$, получим

$$\lambda_k = \lambda_1 - \sum_{i=2}^{i=n} (v_{yi} + v_{конi})$$

где $\lambda_k = \bar{m}_k / \bar{m}_{г}$ — коэффициент производительности многоступенчатого компрессора; $v_{yi} = \bar{m}_{yi} / \bar{m}_{г}$ — относительная величина утечки газа из ступени с номером i ; $v_{конi} = \bar{m}_{конi} / \bar{m}_{г}$ — относительная величина конденсации водяного пара.

Коэффициент производительности первой ступени компрессора определяется по формуле $\lambda_1 = \bar{m}_{д1} / \bar{m}_{г}$ или $\lambda_1 = \lambda_{01} (\lambda_{01} - \mu_1) - (v_{п1}^* + v_{y1}^* + v_{кон1})$.

В некоторых случаях по условиям технологического процесса сжатый до какого-то промежуточного давления газ идет на переработку (например, производится очистка воздуха от CO_2 в системах разделения воздуха на отдельные компоненты смеси). При анализе работы подобного компрессора допускается, что он состоит из двух компрессоров. Первая группа ступеней сжимает газ до давления отбора. За теоретическую производительность компрессора принимается ее величина для первой ступени сжатия. Вторая группа ступеней сжимает от давления отбора до конечного давления в сети. Теоретическая производительность в этом случае считается по ступени, всасывающей газ после отбора. Если первая ступень многоступенчатого компрессора выполнена в нескольких рабочих камерах или цилиндрах, то за производительность компрессора при теоретическом процессе принимают сумму теоретических производительностей отдельных камер.

3.5. ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ГАЗА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Сжимаемые газы обычно содержат пары воды, температура конденсации которых выше, чем у чистых газов. Если перед всасывающим патрубком парциальное давление водяного пара $p_{в.п}$, то после нагнетания оно будет увеличено в Π раз. В процессе охлаждения газа в межступенчатом холодильнике парциальное давление водяного пара может сравниться с давлением насыщающих паров. Начиная с этого момента и до достижения газом температуры T_{II} будет происходить конденсация водяных паров.

В задании на проектирование компрессора указываются температура парогазовой смеси перед всасывающим патрубком T_{II} , относительная влажность газа ψ и температура охлаждающей среды $T_{о.с.}$. Парциальное давление насыщенного пара при температуре T_{II} находится из таблиц водяного пара [6].

Массовый расход водяного пара, поступающего в компрессор, можно определить по формуле

$$\bar{m}_{в.п} = \rho_{в.п I} \bar{V}_{в.п I},$$

где $\rho_{в.п I}$ — плотность водяного пара перед всасывающим патрубком; $\bar{V}_{в.п I}$ — объемный расход всасываемого пара в первую ступень.

Величину $\rho_{в.п I}$ находим из уравнения

$$\rho_{в.п I} = \psi p_{в.п I}(T_{II}) / R_{в.п} T_{II}, \quad (3.5)$$

где $R_{в.п}$ — газовая постоянная водяного пара; $p_{в.п I}(T_{II})$ — давление насыщающих паров при температуре всасывания в I ступени.

Если в межступенчатой коммуникации первой ступени происходит конденсация водяного пара, то массовый расход пара, поступающего во вторую ступень, $\bar{m}_{в.п II} < \bar{m}_{в.п I}$. Он определяется по формуле

$$\bar{m}_{в.п II} = \rho_{в.п II} \bar{V}_{в.п II}. \quad (3.6)$$

Здесь $\rho_{в.п II} = \rho_{н.п II} = \rho_{н.п II}(T_{II}) / R_{в.п} T_{II}$, где $\rho_{н.п II}$ — давление насыщающих паров при всасывании во вторую ступень.

Величину $\bar{V}_{в.п II}$ с достаточной для расчетов точностью можно определить по приближенной формуле

$$\bar{V}_{в.п II} = \bar{V}_{в.п I} T_{II} / T_{II} \Pi_I. \quad (3.7)$$

Массовый расход конденсата

$$\bar{m}_{кон I} = \bar{m}_{в.п I} - \bar{m}_{в.п II}. \quad (3.8)$$

Используя уравнения (3.5) и (3.6), после некоторых упрощений получим

$$\bar{m}_{кон I} \approx \bar{V}_{в.п I} \rho_{в.п I} (\psi - p_{в.п}(T_{II}) / p_{в.п}(T_{II}) \Pi_I). \quad (3.9)$$

Относительная величина конденсата

$$v_{\text{конд } i} = \bar{m}_{\text{конд } i} / \bar{m}_g = \lambda_i \rho_{\text{ж. п.}}(T_{i, I}) / \rho_{\text{ж. п.}}(\psi - \rho_{\text{ж. п.}}(T_{i, II}) / \rho_{\text{ж. п.}}(T_{i, I}) \Pi_i).$$

где $\rho_{\text{ж. п.}}$ — плотность всасываемого в ступень газа и водяного пара; λ_i — коэффициент производительности первой ступени.

В процессе выполнения расчета компрессора необходимо знать относительную величину конденсата перед всасыванием газа в данную ступень с номером i , которую можно определить по формуле

$$\sum_{i=1}^{i_{\text{ср}}} v_{\text{конд } i} = \lambda_i \rho_{\text{ж. п.}}(T_{i, I}) / \rho_{\text{ж. п.}}(\psi - \rho_{\text{ж. п.}}(T_{i, II}) / \rho_{\text{ж. п.}}(T_{i, I}) \Pi_i \Pi_{i+1}). \quad (3.10)$$

Так как ψ величина переменная, то оценивать влияние влажности можно только приближенно. Однако ошибка не будет больше 3 % от производительности компрессора. Выпадением влаги после третьей ступени можно пренебречь, так как оно слишком мало.

3.6. ИНДИКАТОРНАЯ РАБОТА МНОГООДУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА С РЕАЛЬНЫМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ

Индикаторная работа компрессора при реальном процессе $L_{\text{ж. п.}}$ соответствует сумме индикаторных работ ступеней $L_{\text{ж. ст.}}$. Величина $L_{\text{ж. ст.}}$ определяется из уравнения

$$L_{\text{ж. ст.}} = m_{\text{ж. ст.}} l_{\text{ж. ст.}} = m_{\text{ж. ст.}} RT_{\text{ж. ст.}} [(1 + a) A_{\text{с}} - a \Pi^{1/n_p} A_{\text{р}}] \frac{1 - \kappa_1 \text{ср}}{\lambda_{\text{ст}}},$$

где $m_{\text{ж. ст.}}$ — масса газа, подаваемая ступенью в нагнетательный трубопровод; $\lambda_{\text{ст.}}$ — коэффициент производительности ступени;

$$A_{\text{с}} = \frac{n_{\text{с}}}{n_{\text{с}} - 1} \left[\frac{n_{\text{с}} - 1}{\Pi_{\text{с}}^{n_{\text{с}}}} - 1 \right]; \quad A_{\text{р}} = \frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{р}} - 1} \left[\frac{n_{\text{р}} - 1}{\Pi_{\text{с}}^{n_{\text{р}}}} - 1 \right].$$

Температуры газа перед всасывающими патрубками ступеней в расчетах принимают одинаковыми.

В межступенчатых коммуникациях следует охлаждать газ до наиболее низкой температуры для уменьшения индикаторной работы в более безопасной эксплуатации. Наименьшая возможная температура достигается при противотоке газа и охлаждающей воды

$$T_{1 \text{ min}} = 273 + t_{\text{в}}$$

где $t_{\text{в}}$ — температура охлаждающей воды на входе в межступенчатый холодильник.

При параллельном и перекрестном движении сред минимальная температура будет выше на величину нагрева воды в холодильнике Δt .

Минимальной температуры газа можно было бы достигнуть при бесконечно больших поверхностях и бесконечно большом времени охлаждения. Практически с целью снижения размеров холодильников и их массы планируют недоохлаждение газа по сравнению с T_{\min} на величину $\Delta t_{\text{во}}$. Для стационарных компрессоров химических комбинатов с длительной круглосуточной работой недоохлаждением задаются от 3 до 8 К.

В транспортных компрессорах, в которых особенно важны масса и габаритные размеры, при жидкостном (водяном) охлаждении недоохлаждение $\Delta t_{\text{во}}$ увеличивают до 15 К.

В передвижных компрессорных установках очень часто применяется воздушное охлаждение холодильников и цилиндров компрессора. В этих машинах $\Delta t_{\text{во}}$ достигает 25 К.

Температура газа перед всасывающим патрубком всех ступеней, кроме первой (для I ступени T_1 указывается в задании на проектирование), определяется по формуле

$$T_1 = T_{\min} + \Delta t_{\text{во}}$$

Величина средней за процесс всасывания относительной потери давления $\kappa_{11 \text{ ср}}$ снижается с увеличением номера ступени. Это происходит вследствие уменьшения скоростей газа и повышения давления в коммуникациях. На основании обработки данных, полученных при испытании поршневых компрессоров, была получена формула для нахождения $\kappa_{11 \text{ ср}}$ в зависимости от $\kappa_{11 \text{ ср}}$

$$\kappa_{11 \text{ ср}} = 0,8^{i-1} \kappa_{11 \text{ ср}} \quad (3.11)$$

Для определения среднего относительного увеличения давления в цилиндре от сопротивлений в линии нагнетания и клапанах допустимо применение аналогичной формулы

$$\kappa_{21 \text{ ср}} = 0,8^{i-1} \kappa_{21 \text{ ср}} \quad (3.12)$$

С ростом номера ступени i уменьшаются ее размеры и, следовательно, уменьшается влияние теплообмена газа со стенками и массообмена через неплотности клапанов. Эквивалентные показатели политроп увеличиваются в соответствии с эмпирической формулой

$$n_{\text{с. в. } i} = n_{\text{с. в. } 1} + 0,015(i-1)k \quad (3.13)$$

Показатель политропы сжатия первой ступени изменяется в диапазоне от $0,92k$ до k . Если $n_{\text{с. в.}}$ достиг в промежуточной ступени величины k , то во всех остальных ступенях с большими номерами его следует принимать равным k .

Относительное мертвое пространство a возрастает с увеличением номера ступени i , так как с уменьшением объемов ступени очень трудно получить малое значение относительного мертвого пространства.

Изменение a от номера ступени можно определить уравнением

$$a_i = a_1 + 0,025(i-1)$$

С увеличением a_1 величина $n_{рз}$ приближается к $n_{св}$. Эта зависимость описывается формулой

$$n_{рз} = \alpha_2 n_{св},$$

где α_2 — коэффициент, который изменяется от 0,92 до 1 и возрастает с номером ступени.

В случае равенства показателей политроп $n_{св} = n_{рз}$ или при малой их разнице величину $L_{св}$ можно определять уравнением (2.29).

Уравнение состояния реального газа при небольших давлениях не дает заметных отклонений от уравнения состояния идеального газа. Однако с ростом давлений начинает сказываться влияние собственного объема молекул и сил межмолекулярного взаимодействия.

Чаще всего реальность газа учитывают введением коэффициента сжимаемости ξ в уравнение состояния реального газа

$$p v = \xi RT \quad (3.14)$$

или используют уравнение Дюпре—Гирина

$$p (v - b) = RT, \quad (3.15)$$

где b — несжимаемый объем газа, занимаемый молекулами, м³/кг.

При одинаковых давлениях и температурах удельный объем реального газа v больше идеального $v_{ид}$ на величину объема несжимаемого газа

$$b = v - v_{ид}.$$

Из уравнений (3.14), (3.15) находим

$$\xi = p (v_{ид} + b) / RT = 1 + b/v_{ид}.$$

Введем новую переменную β — показатель отклонения в сжимаемости

$$\beta = b/p_0 v_0 = b/RT_0 = b/273R,$$

где $p_0 = 101,3$ кН/м² и $T_0 = 273$ К — параметры газа при нормальных физических условиях.

Из предыдущего уравнения находим

$$b = 273R\beta. \quad (3.16)$$

Заменив в уравнении Дюпре—Гирина величину b ее выражением из (3.16) и решив его относительно v , получим

$$v = R [(T/p) + 273\beta]. \quad (3.17)$$

Удельная работа сжатия и перемещения газа в компрессоре определяется уравнением

$$l = \int_{p_{из}}^{p_{из}} v dp.$$

Заменим v выражением из уравнения (3.17)

$$l = \int_{p_n}^{p_n} R [(T/p) + 273\beta] dp. \quad (3.18)$$

Определим удельную работу сжатия и перемещения газа в политропном процессе с постоянным показателем политропы для реального газа, интегрируя уравнение (3.18).

Объемный показатель адиабаты обозначают k_p и определяют из уравнения

$$k_p = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} \approx -\frac{v}{p} \frac{\Delta p}{\Delta v}.$$

Изменение объема на малую величину Δv приводит в реальном газе к повышению давления Δp . Оно может оказаться как больше, так и меньше приращения давления, которое произошло бы в реальном газе при таком же изменении объема.

Показатель адиабаты, связывающий давление и объем реального газа k_p , не соответствует показателю адиабаты, связывающему давление и температуру при этом процессе. На малом участке адиабатного процесса зависимость между давлением p и температурой T определяется уравнением

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}.$$

Экспериментально определенные величины k_p и k_T приведены ниже:

Давление, МПа	0,1	30	60	80	100
Объемный показатель адиабаты k_p	1,41	2,39	3,3	3,8	3,9
Температурный показатель адиабаты k_T	1,41	1,416	1,345	1,34	1,346

Температурный показатель адиабаты k_T слабо зависит от давления. Для одной ступени компрессора его можно принять постоянным.

Показатели политроп n_p и n_T ведут себя аналогично, и, следовательно, для одной ступени величину n_T можно принять постоянной.

Из уравнения (3.18) можно представить $l_{пол}$ как сумму двух интегралов

$$l_{пол} = R \int_1^2 \frac{T}{p} dp + 273R \int_1^2 \beta dp.$$

В первом подынтегральном выражении необходимо подставить из уравнения процесса

$$T = T(p/p_1)^{\frac{n_T - 1}{n_T}}.$$

В результате этой подстановки получим

$$R \int_1^2 \frac{T}{p} dp = R \int_1^2 T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \frac{dp}{p} = \frac{RT_1}{p \frac{n_T-1}{n_T}} \int_{p_1}^{p_2} p^{-1/n_T} dp.$$

Значительно труднее найти в общем виде решение второго интеграла, так как нет аналитических зависимостей величины β от давления p при постоянных показателях политроп n_T у различных газов и их смесей.

Результаты экспериментальных исследований приводятся в виде графических зависимостей величины β от давления p при различных постоянных температурах. В других случаях ограничиваются таблицами величин β при различных p и T .

Второй интеграл можно вычислить численными методами для конкретного случая, используя параболическую формулу Симпсона,

$$\int_{p_1}^{p_2} \beta dp = \frac{1}{8} (\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2) (p_2 - p_1) = \Delta B_{\text{пол}},$$

где β — находится из экспериментальных графических зависимостей или табличных данных; β_1 — определяется при давлении p_1 и температуре T_1 , соответствующих началу процесса сжатия газа в рабочей камере; β_2 — вычисляется для давления p_2 и тем-

пературы $T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{n_T-1}{n_T}}$; β^* — находится для давления

$p^* = (p_1 + p_2)/2$ и температуры $T^* = T_1 [(p_1 + p_2)/2p_1]^{\frac{n_T-1}{n_T}}$; $\Delta B_{\text{пол}}$ — показатель избытка работы в политропном процессе сжатия реального газа с показателем политропы n_T от давления p_1 до давления p_2 .

Подставив результаты интегрирования в выражение для удельной политропной работы, получим

$$l_{\text{пол}} = R \left\{ T_1 \frac{n_T}{n_T-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{пол}} \right\}.$$

Работа сжатия и перемещения массы реального газа m при политропном процессе определяется уравнением:

$$L_{\text{пол}} = ml_{\text{пол}} = mR \left\{ T_1 \frac{n_T}{n_T-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{пол}} \right\}.$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие и перемещение массового расхода \dot{m} , определяется по формуле:

$$N_{\text{пол}} = \dot{m}R \left\{ T_1 \frac{n_T}{n_T - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{пол}} \right\}.$$

При определении работы $L_{\text{пол}}$ и мощности $N_{\text{пол}}$ реального компрессора необходимо за начальное давление газа принимать $p_1 = p_{1\text{ж}} = p_{\text{ж}} (1 - \kappa_{1\text{ср}})$, а за конечное $p_2 = p_{2\text{ж}} = p_{\text{ж}} (1 + \kappa_{2\text{ср}})$. Для частного случая политропного процесса — адиабатного — величины $L_{\text{ад}}$, $N_{\text{ад}}$, $l_{\text{ад}}$ определяются уравнениями:

$$L_{\text{ад}} = ml_{\text{ад}};$$

$$N_{\text{ад}} = \dot{m}l_{\text{ад}}.$$

Здесь

$$l_{\text{ад}} = R \left\{ T_1 \frac{k_T}{k_T - 1} \left[\left(\frac{p_{2\text{ж}}}{p_{1\text{ж}}} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{ад}} \right\},$$

где $\Delta B_{\text{ад}} = \frac{1}{6} (\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2) (p_{2\text{ж}} - p_{1\text{ж}})$.

Величина β_1 находится при давлении $p_{1\text{ж}}$ и температуре $T_{1\text{ж}}$, β_2 — при $p_{2\text{ж}}$ и $T_{2\text{ж}}$, β^* — при $(p_1 + p_2)/2$ и $T^* = T_1 [(p_1 + p_2)/2p_1]^{\frac{k_T - 1}{k_T}}$. Работа сжатия и перемещения реального газа при изотермном процессе находится из уравнения

$$L_{\text{из}} = ml_{\text{из}} = mR \left\{ T_1 \ln \frac{p_{2\text{ж}}}{p_{1\text{ж}}} + 273 \Delta B_{\text{из}} \right\}.$$

Здесь

$$\Delta B_{\text{из}} = \frac{1}{6} (\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2) (p_{2\text{ж}} - p_{1\text{ж}}),$$

где β_1 находится при $p_{1\text{ж}} = \text{const}$, β_2 — при $p_{2\text{ж}} = \text{const}$ и β^* — при $(p_{1\text{ж}} + p_{2\text{ж}})/2$.

3.7. ВЫБОР ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ СЖАТИЯ ГАЗА В МНОГУСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Опыт компрессоростроения показывает, что область наибольшего КПД ступени компрессора и наименьшей удельной индикаторной работы соответствует отношению давлений в ней от 3 до 5. Если каждая ступень компрессора имеет высокий КПД, то он должен быть высок и у всей машины. Для определения ориентировочного числа ступеней z необходимо выбрать $\Pi_{\text{ст}}$ в зоне максимального КПД, руководствуясь следующим.

1. Компрессорные машины, предназначенные для длительной непрерывной работы, имеют менее напряженный режим, поэтому для них принимают $\Pi_{\text{ст}}$ ближе к трем и выбирают меньшие частоты вращения коленчатого вала.

2. Для транспортных и других компрессоров с кратковременной работой с целью уменьшения массы и габаритных размеров установки следует выбирать $\Pi_{ст}$ ближе к пяти и более высокую (до 25 и даже 50 с^{-1}) частоту вращения коленчатого вала.

3. В компрессорах, сжимающих легкие газы (например, водород, гелий и другие), сопротивления движению газа в проточной части ступеней и межступенчатых коммуникациях малы. Поэтому для уменьшения удельной индикаторной работы можно увеличить число ступеней. Меньшие отношения давлений в сту-

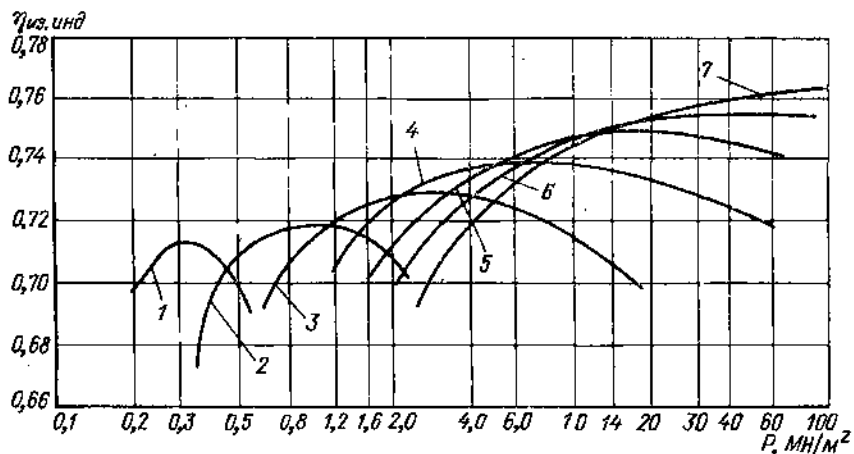


Рис. 3.5. Зависимость индикаторного изотермического КПД компрессора от конечного давления и числа ступеней: 1, 2, ..., 7 — число ступеней в компрессоре

пенях снижают температуры газа и стенок поверхностей цилиндров, делают работу компрессора более безопасной и надежной.

4. Компрессоры для многоатомных газов имеют более низкий показатель адиабаты, чем у одно- и двухатомных газов, и поэтому невысокую температуру нагретаемого газа. Для подобных компрессоров допустимо выбирать более высокие отношения давлений в ступенях. Число ступеней z находится из уравнения и может иметь дробное значение, которое округляется,

$$z = \ln \Pi_0 / \ln \Pi_{ст}$$

Общее отношение давлений в компрессоре Π_0 указывается в задании на проектирование. Затем на основании предварительного термодинамического расчета находят размеры рабочих камер, габариты и затраты мощности на привод для z_{min} и z_{max} . Выбор варианта зависит от назначения машины.

Меньшие отношения давлений в ступенях уменьшают силы, действующие на механизм движения, делают его более легким, а эксплуатацию ступеней безопасной и надежной.

При выборе числа ступеней z часто используют статистические данные по уже выполненным компрессорам. Отношения давлений

в компрессоре Π_0 в зависимости от числа ступеней приведены ниже:

Число ступеней z	1	2	3	4
Отношение давлений Π_0	7	8—50	14—150	36—400
Число ступеней z	5	6	7	
Отношение давлений Π_0	150—1000	200—1100	450—1100	

Здесь не учтены еще авиационные поршневые компрессоры, у которых диапазон Π_0 при одинаковых z был бы еще больше. То, что диапазоны Π_0 для различных z перекрываются, указывает на различные условия работы компрессоров.

Зависимость изотермного индикаторного коэффициента полезного действия компрессоров от Π_0 и числа ступеней представлены на рис. 3.5. Кривые построены для следующих условий: $T_{II} = 293 \text{ K}$; $T_{I,II} = T_{I,III} = \dots = T_{I,z} = 303 \text{ K}$; $\kappa_{I,II} = 0,05$; $\kappa_{II,III} = 0,1$; $\kappa_{I,II} = \kappa_{II,III} 0,8^{z-1}$; $\kappa_{II,III} = 0,8^{z-2} \kappa_{II,III}$; $v_{II} = 0,01$ в каждой ступени; $v_{III} = 0,02$ в каждой ступени. Показатель политропы сжатия n_c в первой ступени равен 1,35, а во всех последующих определяется из уравнения (3.13). Показатель политропы расширения принимается равным показателю политропы сжатия. Отношения давлений по ступеням принимаются равными и определяются с помощью уравнения $\Pi_{ст} = \sqrt[z]{\Pi_0}$.

Область между точками пересечения кривой изотермного индикаторного КПД $\eta_{из.из}$ компрессора с z ступенями с такими же кривыми, но со ступенями $(z - 1)$ и $(z + 1)$ является рациональной с точки зрения энергетических затрат на индикаторную работу. При проектировании компрессоров необходимо учесть, что каждая ступень не только усложняет конструкцию машины, но и добавляет затраты работы на преодоление трения в механизме движения.

Однако в то же время увеличение z приводит к уменьшению поршневой силы в рядах, делает механизм движения легким и удобным при эксплуатации.

Все эти противоречивые явления делают выбор числа ступеней сжатия сложным и важным моментом в проектировании компрессора.

3.8. О РАЦИОНАЛЬНОМ РАСПРЕДЕЛЕНИИ ДАВЛЕНИЙ ГАЗА ПО СТУПЕНЯМ СЖАТИЯ В РЕАЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ МНОГООДУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Под рациональным распределением отношений давлений по ступеням сжатия чаще всего понимают такое, при котором обеспечивается наименьшая работа на сжатие и перемещение газа. Распределение давлений, обеспечивающее минимум индикаторной работы при теоретическом процессе, не обеспечивает его при действительном процессе.

Точное нахождение минимума функции многих переменных едва ли целесообразно, да его может и не быть. Расчетные уравнения для его определения оказываются очень сложными и возможны только приближенные методы их решения.

Можно найти минимум индикаторной работы только для какого-то частного случая, так как в процессе эксплуатации изменяются внешние условия. При анализе упрощенных уравнений достаточно только найти область, внутри которой индикаторная работа наименьшая.

Сделаем следующие допущения для реального процесса многоступенчатого компрессора: 1) газ подчиняется законам идеального газа; 2) массы утечек m_y , перетечек m_n , конденсации $m_{кон}$, показатели политроп, относительные потери давления в клапанах κ_1 и κ_2 не зависят от величины давления, а изменяются скачком от ступени к ступени в соответствии с их порядковыми номерами; 3) показатели политроп процессов сжатия и расширения равны.

Индикаторная работа многоступенчатого компрессора $L_{ин}$ равна сумме индикаторных работ отдельных ступеней. Индикаторная работа ступени $L_{н. ст}$ при равенстве $n_p = n_c$ определится уравнением

$$L_{н. ст} = \frac{m_1 RT_{н1} n_1}{k T_1 (n_1 - 1)} \left[\left(\frac{p_{н1}}{p_{н1}} \right)_t^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right]. \quad (3.19)$$

Здесь m_1 — масса газа в ступени, на сжатие и перемещение которой затрачивается работа (она не включает в себя массу, оставшуюся не вытолкнутой из мертвого пространства; при равенстве $n_c = n_p$ работа на сжатие массы, не вытолкнутой из мертвого пространства, равна работе, отдаваемой ею двигателю при расширении);

$$m_1 = m_n + (m_n^* + m_y^*)_z + \sum_{j=1}^{z-1} (m_y + m_{кон})_j,$$

где m_n — масса газа, подаваемая потребителю последней ступенью z за один оборот вала; m_y , $m_{кон}$ — массы внешних утечек из ступени и конденсации в межступенчатой коммуникации за один оборот.

Величина v_y для каждой исправной ступени колеблется от 0,5 до 2%. Показатель политропы в зависимости от номера ступени определяется уравнением (3.13). Величины средних давлений в цилиндре при всасывании $p_{н1} = p_1 (1 - \kappa_1 c_p)$, а при нагнетании $p_{н2} = p_2 (1 - \kappa_2 c_p)$. Относительные потери давления при всасывании κ_1 изменяются по ступеням в соответствии с уравнением (3.11). Относительная потеря давления на нагнетании с учетом потерь давления в межступенчатой коммуникации κ_2^* определяется уравнением

$$\kappa_2^* = \kappa_2 + (0,02 \div 0,03). \quad (3.20)$$

Изменение λ_n по ступеням описывается уравнением

$$\lambda_{n+1} = \lambda_{nI} + 0,02 (i - 1),$$

где λ_{nI} всегда меньше единицы.

Отношение давлений в ступени можно представить в виде

$$\frac{p_{nII}}{p_{nI}} = \frac{p_{i+1} (1 + \kappa_{2i}^*)}{p_{iI} (1 - \kappa_{1i})} = \frac{p_{i+1}}{p_{iI}} k_i.$$

С учетом принятых обозначений уравнение (3.19) можно записать

$$L_{n, \text{от } i} = \frac{m_i R T_{nI}}{\lambda_{nI} \sigma_i} \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_{iI}} \right)^{\sigma_i} k_i^{\sigma_i} - 1 \right],$$

где $\sigma_i = (n_i - 1)/n_i$.

Для нахождения оптимальных отношений давлений по ступеням необходимо решить уравнение

$$\frac{\partial L_{n, n}}{\partial p_{i II}} = \frac{\partial L_{n, n}}{\partial p_{i III}} = \frac{\partial L_{n, n}}{\partial p_{i IV}} = \dots = \frac{\partial L_{n, n}}{\partial p_{i z}} = 0.$$

При принятых допущениях предыдущее уравнение можно представить в следующем виде:

$$\frac{\partial L_{n, n}}{\partial p_{i II}} = \frac{m_i R T_{nI} \sigma_i p_{i II}^{\sigma_i - 1} k_i^{\sigma_i}}{\lambda_{nI} \sigma_i p_{i I}^{\sigma_i}} - \frac{m_{i+1} R T_{nI+1} \sigma_{i+1}}{\lambda_{nI+1} \sigma_{i+1}} \frac{p_{i+1}^{\sigma_{i+1}} k_{i+1}^{\sigma_{i+1}}}{p_{i II}^{\sigma_{i+1} - 1}} = 0. \quad (3.21)$$

После несложных преобразований уравнение (3.21) примет вид

$$\frac{m_i T_{nI} k_i^{\sigma_i} \lambda_{nI} p_{i I}^{\sigma_i + \sigma_{i+1}}}{m_{i+1} T_{nI+1} \lambda_{nI+1} k_{i+1}^{\sigma_{i+1}}} = p_{i II}^{\sigma_{i+1}} p_{i I}^{\sigma_i}. \quad (3.22)$$

Обозначим $p_{i II}/p_{i I} = \Pi_i^*$; $p_{i+1 III}/p_{i II} = \Pi_{i+1}^*$ и подставим в (3.22). Полученное уравнение решим относительно

$$\Pi_{i+1}^* = \left(\frac{m_i T_{nI} \lambda_{nI}}{m_{i+1} T_{nI+1} \lambda_{nI+1}} \right)^{1/\sigma_{i+1}} \frac{k_i^{\sigma_i/\sigma_{i+1}}}{k_{i+1}} \Pi_i^{\sigma_i/\sigma_{i+1}}. \quad (3.23)$$

Если взять производные по остальным промежуточным давлениям $p_{i III}$, $p_{i II}$, $p_{i z}$, то получим:

$$\Pi_{i+1}^* = \left(\frac{m_{i+1} T_{nI+1} \lambda_{nI+1}}{m_{i+2} T_{nI+2} \lambda_{nI+2}} \right)^{1/\sigma_{i+2}} \frac{k_{i+1}^{\sigma_{i+1}/\sigma_{i+2}}}{k_{i+2}} \Pi_{i+1}^{\sigma_{i+1}/\sigma_{i+2}};$$

$$\Pi_{i+1}^* = \left(\frac{m_{i+1} T_{nI+1} \lambda_{nI+1}}{m_{i+2} T_{nI+2} \lambda_{nI+2}} \right)^{1/\sigma_{i+2}} \frac{k_{i+1}^{\sigma_{i+1}/\sigma_{i+2}}}{k_{i+2}} \Pi_{i+1}^{\sigma_{i+1}/\sigma_{i+2}};$$

$$\Pi_z^* = \left(\frac{m_{z-1} T_{nI+z-1} \lambda_{nI+z-1}}{m_z T_{nI+z} \lambda_{nI+z}} \right)^{1/\sigma_z} \frac{k_{z-1}}{k_z} \Pi_{z-1}^{\sigma_{z-1}/\sigma_z}.$$

Под отношением давлений в последней ступени следует понимать $\Pi_z^* = p_{nz}/p_{nz}$, где p_{nz} — давление после конечного холодильника. Выразим на основании уравнений (3.21), (3.22)

отношение давлений в ступенях через отношение давлений в первой ступени

$$\Pi_i^* = \left(\frac{m_i T_{нi} \lambda_{Ti}}{m_i T_{нi} \lambda_{Ti}} \right)^{1/\sigma_i} \frac{k_i}{k_i} \frac{\sigma_i/\sigma_i}{k_i} \Pi_1^{*\sigma_i/\sigma_i} \quad (3.24)$$

Общее отношение давлений в компрессоре $\Pi_0 = p_n/p_{н} = p_{ис}/p_{вх}$. Это уравнение можно представить в следующем виде:

$$\Pi_0 = \frac{p_{22}}{p_{12}} \frac{p_{32-1}}{p_{12-1}} \dots \frac{p_{21}}{p_{11}} = \Pi_1^* \Pi_{11}^* \dots \Pi_i^* \quad (3.25)$$

Произведем логарифмирование уравнения (3.25)

$$\ln \Pi_0 = \sum_{i=1}^{i=n} \ln \Pi_i^* \quad (3.26)$$

Заменив отношение давлений в уравнении (3.25) их выражениями из (3.24), получим

$$\ln \Pi_0 = \ln \Pi_1^* + \sum_{i=2}^{i=n} \ln \left(\frac{m_i T_{нi} \lambda_{Ti}}{m_i T_{нi} \lambda_{Ti}} \right)^{1/\sigma_i} \frac{k_i^{\sigma_i/\sigma_i}}{k_i} \Pi_1^{*\sigma_i/\sigma_i} \quad (3.27)$$

Решив уравнение (3.27) относительно Π_1^* , получим

$$\ln \Pi_1^* = \frac{\ln \Pi_0 - \sum_{i=2}^{i=n} \ln \left(\frac{m_i T_{нi} \lambda_{Ti}}{m_i T_{нi} \lambda_{Ti}} \right)^{1/\sigma_i} \frac{k_i^{\sigma_i/\sigma_i}}{k_i}}{\sum_{i=1}^i \sigma_i/\sigma_i} \quad (3.28)$$

Определив Π_1^* , находим из уравнения (3.24) все остальные отношения давлений по ступеням. Уравнение (3.28) можно решать графически, подбором или на ЭВМ. После решения необходимо проверить, удовлетворяют ли найденные Π_i^* уравнению (3.25) или (3.26).

В процессе проектирования часто изменяются размеры цилиндров (округляются до принятых в отрасли), относительные мертвые пространства, ход поршня и другие размеры. Вследствие этого изменяется m_i , а следовательно, согласно (3.24), (3.28) и оптимальные Π_i^* . Поэтому при любых изменениях размеров необходимо находить новые значения Π_i^* .

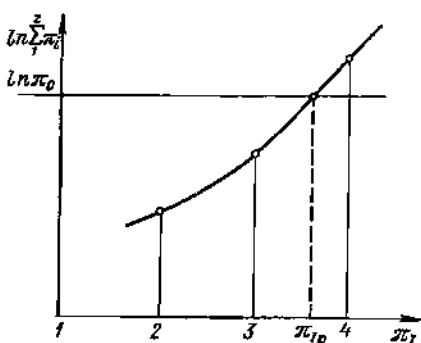
3.3. ОТНОШЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ПО СТУПЕНЯМ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Условие устойчивой работы двух последовательно соединенных ступеней определяется уравнением

$$m_i = m_{i+1} \quad (3.29)$$

где m_i — масса газа, подаваемая за оборот предыдущей ступенью к всасывающему патрубку; m_{i+1} — масса газа, всасываемая последующей ступенью.

Рис. 3.6. Графический метод определения отношений давлений по ступеням компрессора при реальном процессе



В развернутом виде это уравнение будет иметь вид

$$\begin{aligned} p_{hi} V_{hi} \lambda_i &= \\ &= p_{hi+1} V_{hi+1} (\lambda_{i+1} + v_{y, p. v}). \end{aligned}$$

Перенесем величины, зависящие от отношения давлений Π_i , в левую часть уравнения, а от Π_{i+1} , — в правую, в результате получим

$$\frac{V_{hi}}{V_{hi+1}} \frac{T_{hi+1}}{T_{hi}} \frac{p_i}{p_{i+1}} \lambda_i = (\lambda_T (\lambda_0 - \mu) - v_{y, p. v}^2 + v_{y, p. v})_{i+1}.$$

Отношение давлений в ступени Π_i определяется по формуле

$$\Pi_i = \frac{p_{hi}}{p_{li}} = \frac{p_{hi+1} + \Delta p}{p_{li}} = \frac{p_{hi+1}}{p_{li}} \left(1 + \frac{\Delta p}{p_{hi+1}} \right) = \Pi_i^* (1 + \delta). \quad (3.30)$$

Уравнение (3.30) можно преобразовать к виду

$$A_i \Phi_{hi} (\Pi_i^*) = \Phi_{hi+1} (\Pi_{i+1}^*),$$

где $A_i = (V_{hi}/V_{hi+1}) (T_{hi+1}/T_{hi})$; $\Phi_{hi} (\Pi_i^*) = \lambda_i/\Pi_i^*$, тогда

$$\Phi_{hi+1} (\Pi_{i+1}^*) = [\lambda_T (\lambda_0 - \mu) - v_{y, p. v}^2 + v_{y, p. v}]_{i+1}. \quad (3.31)$$

Утечки за процессы расширения и всасывания составляют от утечек за весь цикл для первой ступени 0,1, для второй — 0,25, а для всех остальных ступеней близки к 0,5. Так как утечки малы, то некоторая неточность в определении $v_{y, p. v}$ не окажет большого влияния на точность расчета.

Для всех последовательно соединенных ступеней можно написать уравнения устойчивой работы типа (3.29). Связь между отношениями давлений Π_i^* и Π_{i+1}^* достаточно просто и наглядно определять графически. На графике по оси абсцисс откладывается Π_i^* , а по ординате — $A_i \Phi_{hi} (\Pi_i^*)$. Задаваясь значениями Π_i^* , находим $A_i \Phi_{hi} (\Pi_i^*)$ и соединяем точки плавной кривой.

Задаваясь различными значениями Π_{i+1}^* , находим $\Phi_{hi+1} (\Pi_{i+1}^*)$. Кривая $\Phi_{hi+1} (\Pi_{i+1}^*)$ строится на том же графике и в том же масштабе. Точки пересечения кривых с линиями постоянной ординаты дают Π_i^* и Π_{i+1}^* при устойчивом режиме.

После этого определяем зависимость между Π_{i+1}^* и Π_i^* и т. д. Общее отношение давлений в многоступенчатом компрессоре Π_0^* можно определить из уравнения

$$\ln \Pi_0^* = \sum_1^k \ln \Pi_{i, i-1}^*. \quad (3.32)$$

По этому уравнению строим график $\ln \Pi_0^* - \Pi_i^*$ (рис. 3.6). Он показывает, какое будет общее отношение давлений в компрессоре.

соре Π_0 при заданном Π_1 , а также отношения давлений в промежуточных ступенях. Зная отношения давлений в ступенях, легко построить зависимость производительности и затрат мощности при различных Π_0 . Эти уравнения можно решать подбором и с помощью ЭВМ.

3.10. ОЦЕНКА СОВЕРШЕНСТВА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Совершенство многоступенчатого компрессора, так же как и одноступенчатого, оценивается условным изотермным КПД

$$\eta_{из} = L_{из}/L_d = N_{из}/N_d. \quad (3.33)$$

За эталонную работу (мощность) принимают изотермную работу $L_{из}$ (мощность $N_{из}$) сжатия и перемещения массы газа m_d (\bar{m}_d) от давления p_n до p_n . Если в одноступенчатом компрессоре эталонная изотерма соответствовала температуре газа перед всасывающим патрубком T_n , то для многоступенчатого компрессора это вызвало бы целый ряд трудностей.

Температура T_n , как правило, не равна температуре охлаждающей воды $273 + t_w$. Газ с температурой $T_{из}$ можно охладить до температуры как выше, так и ниже T_n . Все зависит от температуры газа в компрессоре и температуры воды в холодильнике. Поэтому решили за эталонную изотерму принять ступенчатую изотерму, т. е. представить изотермную работу компрессора в виде суммы изотермной работы первой ступени, вычисленной при температуре T_n , и изотермной работы всех остальных ступеней, вычисленной при температуре $T_w = 273 + t_w$. В первой ступени отношение давлений $\Pi_1 \approx e$ (Неперово число). Значения эталонной изотермной работы и мощности определяются уравнениями

$$\begin{aligned} L_{из} &= m_d R T_n [1 + (T_w/T_n) (\ln \Pi_0 - 1)]; \\ N_{из} &= \bar{m}_d R T_n [1 + (T_w/T_n) (\ln \Pi_0 - 1)]. \end{aligned}$$

Для сухого реального газа величина $N_{из}$ равна

$$N_{из} = (\bar{m}_d R T_n / \epsilon_n) \left[1 + (T_w/T_n) (\ln \Pi_0 - 1) \frac{273}{T_n} (\Delta B_{из1} + \Delta B_{из2}) \right].$$

Первая составляющая избытка изотермной работы реального газа $\Delta B_{из1}$ находится численным интегрированием по формуле Симпсона

$$\Delta B_{из1} = (1/6) [\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2] (e - 1) p_n,$$

где β_1 , β^* и β_2 определяются из таблиц или графиков при одинаковой для всех температуре T_n и давлениях p_n , $p_n (1 + e)/2$ и $p_n e$ соответственно. Вторая составляющая избытка изотермной работы реального газа $\Delta B_{из2}$ находится по такой же формуле, но β_1 , β^* и β_2 определяются при одинаковой для всех температуре T_w и давлениях $p_n e$, $(p_n + p_n e)/2$ и p_n соответственно.

3.11. УПРОЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГООРУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Проточная часть многоступенчатого компрессора состоит из проточной части отдельных ступеней и соединяющих их межступенчатых коммуникаций. Для простоты модели допустим, что проточная часть ступени состоит из трех емкостей, соединенных каналами, потоки газа через которые управляются автоматическими клапанами. Две емкости в проточной части

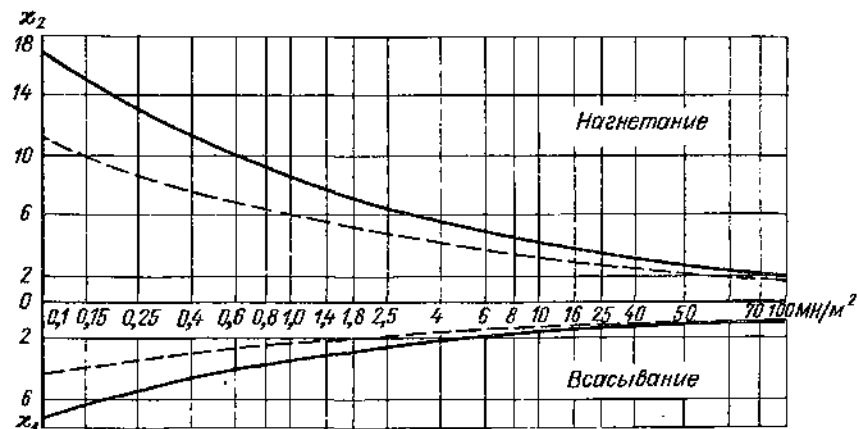


Рис. 3.7. Изменение относительных потерь давления в клапанах линии всасывания x_1 и нагнетания x_2 от давления:

— — — в существующих машинах; — — — в прогнозируемых машинах

ступени имеют постоянный объем (камеры всасывающих и нагнетательных клапанов) и одна (цилиндр) — переменный.

Камера всасывания первой ступени соединена каналами с емкостью, из которой газ выкачивается, а камера нагнетания последней ступени компрессора соединена каналом с емкостью, в которую газ нагнетается. Допустим, что эти емкости очень велики и параметры газа в них постоянны. При установившемся режиме работы компрессора параметры газа в межступенчатых коммуникациях, осредненные за время цикла компрессора, тоже являются постоянными.

В упрощенной математической модели многоступенчатого компрессора давления в коммуникациях задаются на основании опыта эксплуатации близких по параметрам и конструкции компрессоров.

Относительная величина потери давления в межступенчатой коммуникации от первой до второй ступени x_{21} является наибольшей в сравнении с потерями в других коммуникациях из-за сравнительно низкого давления и более высоких скоростей газа в ней.

При расчете κ_{21} учитывается сопротивление линии нагнетания ступени

$$\kappa_{21} = (p_{211} - p_{11})/p_{11}$$

В выполненных конструкциях компрессоров относительные потери давления при $p_{11} = 0,1 \div 0,4$ МПа колеблются от 0,14 до 0,1. В последующих ступенях они снижаются примерно на 20 % на каждой последующей ступени в соответствии с уравнением (3.12).

Зависимость κ_2 и κ_1 от давления протекающего газа, которая определяется по данным [33], представлена на рис. 3.7.

Расчет рабочего процесса в многоступенчатом компрессоре с помощью математической модели можно производить после предварительного термодинамического расчета, в результате которого определены размеры цилиндров ступеней, выбраны конструкции уплотнений поршня, зазоры между подвижными деталями, число и конструкции клапанов и т. д. На основании экспериментальных исследований известны уравнения для определения температур деталей проточной части и осредненные по поверхности коэффициенты теплоотдачи (см. гл. 2).

Задаваясь начальными условиями, на основании предварительного термодинамического расчета производится расчет рабочих процессов в каждой отдельной ступени, используя уравнения, указанные в гл. 2.

В результате расчетов процессов определяется масса всасываемого $m_{в1}$ и нагнетаемого газа $m_{н1}$ в каждой ступени.

Устойчивая работа двух последовательно работающих ступеней достигается при равенстве массы газа, подаваемой предыдущей ступенью $m_{н1}$ массе всасываемого газа последующей $m_{в(i+1)}$. В расчетах не требуют строгого равенства и ограничиваются достижением следующего неравенства:

$$(m_{н1} - m_{в(i+1)})/m_{н1} \leq \epsilon_1, \quad (3.34)$$

где ϵ_1 — выбранная точность расчета.

Рассчитав рабочие процессы в ступенях на основании предварительно найденных отношений давлений, вычисляют массу газа, нагнетаемого предыдущей ступенью $m_{н1}$ и всасываемого в цилиндр последующей ступени $m_{в(i+1)}$. Если уравнение (3.34) не удовлетворяется, то в зависимости от знака разности производится корректировка среднего давления перед всасывающим патрубком $i + 1$ -й ступени. После этого производится расчет новой итерации. При перемене знака разности в (3.34) производится обратная корректировка на половину шага и расчет заканчивается при удовлетворении этого неравенства.

Недостаток подобного метода расчета состоит в том, что не учитывается влияние самой проектируемой межступенчатой коммуникации, так как она еще не выбрана. Однако расчет по подобной модели дает результаты, достаточно близкие с данными экспе-