**Лекция 9.**

**Конструкция и эксплуатация центробежного компрессора.**

Центробежный компрессор (рис. 9.1) состоит из рабо­чего колеса *3*, насаженного на вал *1,* корпуса *2,* диффузора *4,* на­правляющего канала 5. Передача энергии потоку газа с вала цент­робежного компрессора осуществляется рабочим колесом с профилированными лопастями. Внутренняя полость рабочего колеса (межлопастные каналы) образуется двумя фасонными дисками *6* и *7* и несколькими лопастями колеса 3. Диск 7 называется основным или ведущим, а диск *6* — покрывающим или ведомым.



**Рис. 9.1.** Схема центробежного компрессора.

Газ, поступая в межлопастные каналы, вращается вокруг оси рабочего колеса, под влиянием центробежных сил перемещается к периферии рабочего колеса и выбрасывается в канал, окружаю­щий колесо.

Работа центробежных сил на пути от входа в межлопастные каналы до выхода из них приводит к увеличению энергии газа.

Вал центробежного компрессора соединяется с валом приводного двигателя или непосредственно, или через механическую переда­чу, повышающую частоту вращения вала компрессора, в результате чего достигается уменьшение размеров компрессора, снижаются его масса и стоимость.

Центробежные компрессоры применяются в системах наддува дизель-генераторных установок, а также в качестве компрессоров холодильных машин систем холодоснабжения.

**Давление ступени центробежного компрессора.** Рабочее колесо *а* (рис. 9.2), кольцевой отвод (диффузор), направляющий аппарат б и обратный направляющий аппарат *в,* взятые совместно, называют с*тупенью давления или* просто ступенью компрессора. Рабочее ко­лесо и обратный направляющий аппарат разделены диафрагмой *г.* В многоступенчатых компрессорах ступени включены в поток газа последовательно.



**Рис. 9.2.** Схема ступени центробежного компрес­сора

При протекании газа через каналы ступени состояние его изме­няется в результате передачи энергии потоку рабочим колесом, газового трения, вихреобразования и теплообмена со средой, окру­жающей компрессор.

Запишем баланс энергии потока на участке *1*—*2* (рис. 9.2).

Энергия газа в точке *1* на входе в межлопастные каналы



где с*1* — абсолютная скорость газа; *ср* — теплоемкость газа; *Т1* — температура газа в сечении *1.*

Энергия, передаваемая газу рабочими лопастями, по уравнению Эйлера



Энергия газа в выходном сечении (точка 2) межлопастных ка­налов



В направляющих аппаратах компрессора энергия потоку газа • мне не передается. Здесь происходит только преобразование кинетической энергии в потенциальную или наоборот.

Энергетический баланс на участке 3—*4* при отсутствии теплообмена с окружающей средой будет



 Отсюда следует



**Мощность центробежного компрессора.** Пользуясь адиабатным КПД, можно определить внутреннюю работу ступени:



При расчете мощности на валу компрессора следует учитывать энергию, расходуемую на преодоление механического трения в под­шипниках и газового трения нерабочих поверхностей колес, введением механического КПД, определяемого по формуле



Для современных конструкций компрессоров ηм = 0,96...0,98.

Утечки газа через уплотнения в центробежных компрессорах составляют не более 1,5 % номинальной подачи, и их влияние при ориентировочных расчетах можно не учитывать.

Удельная энергия компрессора с учетом механических потерь



При массовой подаче компрессора *m* (кг/с) мощность компрессора для привода рабочего колеса одной ступени



Мощность многоступенчатого компрессора выражается суммой мощностей отдельных ступеней.

**Характеристики центробежных компрессоров.** Характеристиками центробежного компрессора называются графики зависимостей степени повышения давления π, индикаторной мощности Ри, политропного КПД ηпол от подачи компрессора при различных фиксированных значениях окружной скорости.

Универсальная характеристика центробежного компрессора представляет собой семейство индивидуальных характеристик, каждая из которых получена при Ми = const, где Ми — условное число Мaxa по окружной скорости (рис. 9.3). Индивидуальные характеристики получают при испытаниях компрессора на специаль­ных стендах, изменяя подачу дросселированием на нагнетании с помощью специальной заслонки или вентиля. При максималь­ной подаче из-за больших потерь в проточной части значения от­ношения давлений и КПД невелики. С уменьшением подачи по­тери в проточной части снижаются. При этом π и КПД возрастают. Оптимальному режиму работы соответствуют наименьшие по­тери и максимальное значение КПД.

Дальнейшее уменьшение подачи сопровождается снижением КПД. При минимальной или критической подаче наступает помпаж компрессора. *Помпаж* — это автоколебательный процесс в системе компрессор — сеть, при котором давление нагнетания периодически резко снижается, а направление движения газа изме­няется на обратное. При этом обычно слышны характерные «хлопки». Положение критической точки *В* начала помпажа зависит не только от компрессора, но и от свойств сети: ее объема и частоты собственных колебаний находящегося в ней газа. Помпажу обычно предшествует вращающийся срыв вихрей в колесе или диффузоре. Работа компрессора в режиме помпажа недопустима, так как она сопровождается колебаниями ротора и может привести к аварии.



**Рис. 9.3.** Характеристики центробеж­ного компрессора

На поле кривых *π= f(m), где т* — массовая подача (кг/с), нано­сятся линии постоянного КПД, наглядно показывающие область оптимальной работы компрессора, в которой лежит точка А, соот­ветствующая расчетному режиму работы (линия *АВГД* — харак­теристика сети).

Энергетические показатели центробежного компрессора в экс­плуатации определяются как его характеристикой, так и сетью, на которую он работает.

**Регулирование работы центробежного компрессора.** В зависи­мости от вида потребителей сжатого газа (пара) компрессорные установки делятся на две группы.

1. Компрессоры, потребители которых требуют подачи постоян­ного количества газа при переменном давлении.

2. Компрессоры, потребители которых требуют подачи воздуха с постоянным давлением при изменяющейся подаче.

В первой группе изменение режима работы компрессора называ­ют *регулированием на постоянную подачу,* во второй — *на постоянное давление.*

Рассмотрим характеристику *π=f(m)* компрессора совместно с характеристикой сети (рис. 9.4).



**Рис. 9.4.** График регулирования ком­прессора

Пусть нормальный режим установки определяется точкой *Д* при частоте вращения *n (n3 < п < n4)*. Если требуется поддержи­вать подачу *т =* const, то рабочие точки режимов должны распола­гаться на линии АБ, параллельной оси ординат.

Повышение или понижение *π* при *т* = const определяется потре­бителем и может быть достигнуто только *изменением частоты вращения* вала компрессора. При этом следует иметь в виду, что точка *Б* определяет предельное значение степени повышения давления πmax. Выход за точку Б, лежащую на грани­це помпажа, недопустим. Поэтому центробежные компрессоры, ре­гулируемые изменением частоты вращения на постоянную подачу, должны снабжаться предохранительными клапанами, отрегулиро­ванными на конечное давление *рк =* 0,9πmахрн. Это дает гарантию избежать помпажных режимов.

Если к компрессору предъявляется требование поддержания постоянной степени повышения давления *π = const* при переменной подаче, то возможные режимные точки должны располагаться на линии *ВГ.*

Точка *В* определяет предельное минимальное значение подачи по условиям помпажа. В этом случае компрессор должен быть снабжен автоматическим антипомпажным устройством, которое должно реагировать либо на динамический импульс с2, либо на давление всасывания, зависящее от подачи компрессора.

При регулировании на постоянное давление (π= const) различ­ные режимы могут достигаться, как видно из графика, изменением частоты вращения вала компрессора. Если приводным двигате­лем компрессора является паровая или газовая турбина, то изме­нение частоты вращения достигается без затруднений регулирова­нием турбины. При использовании электропривода компрессора необходимо применение специальных типов двигателей с регули­руемой частотой вращения.

Из графика (рис. 9.4) видно, что при любом способе регулирования изменение частоты вращения приводит к уменьшению адиабатного КПД, т. е. к ухудшению использования энергии, подводимой на вал компрессора. Только в области частот вращения от n до n4 имеет место незначительное повышение ηа при регулирова­нии на постоянную подачу.

Уменьшение КПД является существенным недостатком способом регулирования компрессора изменением частоты вращения.

*Дроссельное регулирование* при *п —* const инляется доступным во всех случаях и очень простым способом регулирования. Однако при заданных *п* и характеристике сети этим способом возможно регулирование только на уменьшение подачи. Регулирование можно проводить дросселем на напорном *т* всасывающем патрубках компрессоров; второе — выгоднее, так как требует меньших затрат энергии, как правило, пропорциональ­ных плотности дросселируемого потока газа.

*Регулирование направляющим лопаст­ным аппаратом* на входе находит в центробежных компрессорах ограниченное применение ввиду конструктивной слож­ности.

*Регулирование перепуском или байпасированием*, при котором сжатый газ со стороны нагнетания перепускается через дроссельное устройство на сторону всасыва­нии, энергетически самый неэффективный из методов регулирова­ния, однако очень просто осуществляется и обладает неограничен­ной глубиной регулирования, поэтому он достаточно широко при­меняется в процессе эксплуатации.