

В осевом компрессоре ГТУ и центробежном компрессоре (ЦК) газоперекачивающего агрегата (ГПА), кроме основных рабочих режимов, наблюдаются также недопустимые режимы работы. Эти режимы характеризуются значительной нестационарностью течения газа в элементах компрессоров, возрастанием усилий на эти элементы и часто приводит к поломкам компрессора. В связи с неравномерностью подачи газа потребителю и высокой вероятности поломки работа компрессора на таких режимах недопустима. Поэтому и назовем их недопустимыми режимами [1, с.244] работы компрессора. При исследовании недопустимых режимов ЦК возникают следующие задачи: 1) определение границ областей рабочих режимов компрессоров; 2) обеспечение подачи газа потребителю и в случаях соответствующих недопустимым режимам; 3) обеспечение защиты компрессоров от попадания в области недопустимых режимов работы; 4) выяснение механизмов возникновения недопустимых режимов; 5) расширение границ областей рабочих режимов компрессоров; 6) обеспечение сохранности конструкции компрессора при случайном попадании и кратковременной работе на недопустимых режимах; 7) немедленный вывод компрессора из недопустимого режима или его безопасная остановка (вручную или автоматически); Наиболее сложным из этих задач является выяснение механизмов возникновения нестационарных процессов срыва, вращающегося срыва, помпажа и так называемого «нулевого режима» по расходу, т.е. режима холостого хода [2, с.9]. Это связано с тем, что в некоторых случаях помпажу предшествует вращающийся срыв, а в некоторых случаях помпаж наступает сразу без заметного появления вращающегося срыва. В режиме вращающегося срыва, а иногда и в режиме помпажа компрессор может работать достаточно длительное время. Последствия работы компрессора в этом режиме связано с энергией колебательного процесса, которая в свою очередь зависит от мощности компрессора и емкости сети. Наименее изученным является «нулевой режим» по производительности, так как этот режим наступает очень редко, и он замечен лишь в эксплуатационных условиях. Такой факт наблюдался, например, одним из сменных инженеров Можгинского ЛПУМГ (вопрос обсуждался на курсах повышения квалификации сменных инженеров, прошедших 7-18 апреля 2008г. на компрессорной станции). Характерными признаками «нулевого режима» были наступившая в цехе внезапная тишина, т.е. отсутствие при работе ЦК характерного звука и возникновение свистящего звука высокой частоты, а также стремительный рост температуры газа на выходном патрубке. В настоящее время возникновение срыва, вращающегося срыва, как в осевых, так и в центробежных компрессорах связывают [3] появлением угла атаки на входе в решетку. Считается, что при достижении критического угла атаки, равного  $20...25^\circ$  для рабочих колес радиального типа и  $8...11^\circ$  для осерадиального типа появляется срыв потока. Возникшие срывные зоны, за

редким исключением, не остаются [4] связанными с одними и теми же лопатками колеса или аппарата, а равно-мерно перемещаются в окружном направлении. Такое явление получило название вращающегося срыва. Срыв потока, возникший в одном из лопаточных венцов осевого компрессора, быстро распространяется на все ступени и приводит к самопроизвольному скачкообразному падению расхода воздуха и отношения давлений. На рис.1 приведены типичные осциллограммы [4] процесса потери устойчивости равномерной работы компрессора и перехода его на новые - нестационарные колебательные режимы работы. Здесь линия 1 показывает давление воздуха за компрессором  $p_k$ , линия 2 - давление на входе в первую ступень  $p_v$ , а линия 3 - перепад давлений в мерном входном коллекторе, служащем для измерения расхода воздуха -  $D_{rvx}$ . Линия 4 на осциллограмме показывает изменение проходного сечения дросселя, установленного за компрессором. Как видно из осциллограммы [4], при уменьшении проходного сечения дросселя до момента, отмеченного линией А-А, давления  $p_k$ ,  $p_v$  и перепад  $D_{rvx}$  модулированы высокочастотными колебаниями малой амплитуды  $dp_k$ ,  $dp_v$ ,  $d(D_{rvx})$ . По мере уменьшения площади дросселя, следовательно, и расхода воздуха в момент А возникает срыв потока. При этом давление  $p_k$  и перепад давлений  $D_{rvx}$ , определяющий расход воздуха, резко падают, а давление на входе в первую ступень  $p_v$ , наоборот, возрастает из-за резкого уменьшения расхода и выброса сюда части сжатого воздуха через зоны срыва. Этот выброс сопровождается сильным звуковым эффектом - хлопком. Рис. 1 - Осциллограмма срыва потока в многоступенчатом осевом компрессоре [4] Переходный процесс изменения параметров протекает очень быстро, в данном случае в течение порядка 0,15 с, и завершается установлением нового режима течения в компрессоре со срывом или вращающимся срывом. Как видно из осциллограм-мы, новый режим течения сопровождается периодически-ческими изменениями давлений  $p_k$ ,  $p_v$  с достаточно высокой частотой. При этом амплитуды модуляций давлений значительно возрастают ( $;$  ,  $)$ . Первоначаль-ный выброс сжатого воздуха из линии нагнетания на вход компрессора, вначале приводит к колебаниям его расхода. Однако в течении переходного процесса происходит быстрое затухание этих колебаний и в дальнейшем расход воздуха остается практически постоянным, хотя и пониженным. В режиме срыва или вращающегося срыва компрессор может работать устойчиво, хотя и с пониженными значениями отношения давлений, расхода воздуха и КПД. Однако с точки зрения надежности работа компрессора на этом режиме не допустима. В определенных условиях может наблюдаться другой режим работы компрессора (рис.2), отличающийся от вращающегося срыва наличием сильных низкочастотных колебаний давления и расхода воздуха во всем газовом тракте, в котором работает компрессор. Такой режим работы компрессора называется помпаж. Как видно из осциллограммы (рис. 2), первоначально резкое падение давления и расхода происходит аналогично

срыву (см. рис. 1). Однако по истечении некоторого времени, равного в данном случае 0,28 с, в компрессоре восстанавливаются близкие к исходным значения давления и расход газа. Этот процесс является периодическим, имеет большую амплитуду и низкую частоту, которая определяется не только компрессором, но и присоединенными к нему трубопроводами, емкостями. Периодические газодинамические процессы с большой амплитудой, возникшие в этой системе, создают значительные переменные нагрузки на элементы компрессора и сети. Они могут привести к нарушению нормальной работы, как компрессора, так и сети. Рис. 2 - Осциллограмма помпажа многоступенчатого осевого компрессора [4]. Заметим (рис.1, 2), что форма колебаний, как при вращающемся срыве, так и при помпаже, носит релаксационный характер. Общеизвестно, что механизм возбуждения релаксационных колебаний отличается от механизма возбуждения синусоидальных колебаний [5]. При рассмотрении механизма релаксационных колебаний в них можно выделить два основных элемента - системы, в которых происходят аperiodические процессы (опорожнение и заполнение газопроводов, емкостей, установление и исчезновение течения газа), и механизм, который обеспечивает периодическое повторение этих аperiodических процессов. Центробежный компрессор в этом случае является тем механизмом, который вызывает периодическое повторение аperiodического процесса опорожнения и заполнения газопровода - емкости. Период релаксационного колебания определяется главным образом длительностью аperiodического процесса, т.е. временем заполнения и опорожнения газопроводов. Характерным для релаксационных колебаний является также наличие резких, скачкообразных изменений скорости, в частности обратного прорыва газа на вход компрессора. Поэтому сама форма релаксационных колебаний имеет пилообразный характер и описывается кусочно-ломанными линиями. Таким образом, период помпажа можно разделить на две стадии: релаксации (опорожнения) и восстановления (заполнения). Период помпажных колебаний  $T$  (рис.2) складывается из времени обратного прорыва газа и времени заполнения емкости  $V_p$ . Частота помпажа является обратной величиной периода колебаний, т.е.  $f = 1/T$ . Поведение центробежного компрессора в колебательном процессе определяется его характеристикой (рис. 3). На рис.3 представлены термогазодинамические характеристики ЦК ГПА установленных на компрессорной станции Сеченовского ЛПУМГ. Совместно с характеристикой ЦК рассмотрим также сценарий развития качественного поведения потока газа в радиальном сечении колеса. Рис. 3 - Характеристики центробежных компрессоров: 1 - ЦБН 235-21-1; 2 - ЦБН 235СПЧ 1,32/76; П - точка помпажа; Р - расчетная точка; частота вращения 5000 об/мин; начальная температура 288 К; конечное давление 7,45 МПа; показатель адиабаты 1,311; газовая постоянная 452,6 Дж/кгК. Развитие режимов, треугольников скоростей и схема течения (структура потока) в каналах колеса представлены в таблице 1. В расчетном режиме

(строка 1 табл.1) структура газового потока является однородной, угол потока равен углу установки лопаток колеса, следовательно, угол атаки равен нулю. Если производительность компрессора выше расчётной (строка 2 табл.1), то угол атаки отрицателен и структура потока нарушается, т.е. при некоторых его значениях ближе к выходной кромке рабочей стороны лопатки возникает обратное течение, т.е. образуется вихрь. Основной поток 1 оттесняется вихрем 2. При этом живое сечение 3 транзитного потока вблизи вихря уменьшается. В связи с увеличением производительности и уменьшением живого сечения скорость потока резко возрастает. Скорость потока в наиболее узком сечении может достигать скорости звука, при котором происходит заклинивание колеса. Если производительность компрессора ниже расчётной (строка 3 табл.1), то угол атаки положителен и при некоторых его значениях ближе к выходной кромке нерабочей стороны лопатки возникает обратное течение и образуется вихрь [6, 7]. Основной поток 1 оттесняется вихрем 2. При этом живое сечение 3 транзитного потока вблизи вихря уменьшается. Снижение производительности ЦК способствует уменьшению скорости потока, а уменьшение живого сечения 3 наоборот приводит к возрастанию скорости. Реальное значение скорости будет определяться взаимовлиянием этих факторов. При дальнейшем уменьшении производительности компрессора минимальное расстояние 3 от вихря до рабочей стороны лопатки приближается к её входной кромке. Когда вихрь достигает входной кромки лопатки (строка 4 табл.1) теряет свою устойчивость. При этом он либо выбрасывается во входную горловину колеса периодически порциями, либо разрушается и образует с тыльной стороны лопатки «туннель» для обратного потока газа. Таблица 1 Режим работы ЦК (см. рис. 3) Треугольник скоростей на входе и схема течения в канале рабочего колеса ЦК

Производительность ЦК равен расчетному значению. Точка Р на характеристике  
Производительность ЦК выше расчетного значения, правее точки Р на характеристике  
Производительность ЦК ниже расчетного значения, левее точки Р на характеристике  
Производительность ЦК равно помпажному значению, точка П на характеристике  
Производительность ЦК ниже помпажного значения, левее точки П на характеристике

Очевидно, при периодических выбросах наступает помпажный режим работы компрессора, а при наличии обратного потока через «туннель» происходит отрывное течение с характерным гудением, так как на линии контакта 2 (строка 5 табл.1) прямого и обратного потоков происходит сильное завихрение газового потока. Интенсивность обратного потока можно оценить коэффициентом возврата  $K_v = V_o / V_p$ , где  $V_o$  - объемный расход обратного потока,  $V_p$  - объемный расход прямого потока. Тогда производительность компрессора определяется выражением  $V = V_p - V_o = V_p (1 - K_v)$ . В расчетном режиме  $K_v = 0$  и  $V = V_p$ , а при нулевой производительности компрессора  $K_v = 1$ ,  $V = 0$ . Наступление помпажного или туннельного течения, по-видимому, определяется геометрически-ми

(количеством лопаток, углами установки их на входе, выходе и т.д.) и режимными параметрами. Эти же параметры будут существенно влиять на термогазодинамическую характеристику компрессора. Из рассмотренного выше сценария видно, что треугольник скоростей зависит не только от производительности ЦК, но и от окружной (угловой) скорости колеса. Поэтому режим срыва или помпажа может наступить даже при постоянной производительности ЦК, но изменении частоты вращения рабочего колеса. Однако в большинстве исследований помпажа в ЦК частота вращения колеса (ротора) принимается постоянной [1-4, 6, 7], т.е. уравнение вращательного движения ротора не рассматривается. Следует заметить, что уравнение вращательного движения ротора в дифференциальной форме не рассматривается даже учебных пособиях по ЦК. Это уравнение играет важную роль также при изучении переходных процессов. Общее уравнение вращательного движения ротора центробежного компрессорного агрегата приведенное к скорости вращения двигателя можно записать в следующем виде

$$J \ddot{\omega} + k \dot{\omega} = M_{\text{дв}} - M_{\text{г}} - M_{\text{тр}} \quad (1)$$

где  $J$  - суммарный момент инерции, приведенный к оси двигателя,  $k$  - передаточное отношение  $k$ -го ротора,  $M_{\text{дв}}$  - моменты инерции ротора двигателя и  $k$ -го ротора,  $M_{\text{г}}$  - крутящие моменты двигателя, газовых сил и трения, приведенные к оси двигателя,  $M_{\text{тр}}$  - моменты газовых сил,  $\eta_{\text{г}}$  - передаточные отношения,  $\eta_{\text{тр}}$  - коэффициенты полезного действия  $k$ -ного и трения-ного роторов агрегата. Для решения уравнения (1) должно быть задано одно начальное условие при  $t=0$ . Если умножить левую и правую части уравнения (1) на  $\omega$ , то получим уравнение баланса энергии в компрессорном агрегате в виде

$$J \omega \ddot{\omega} + k \omega \dot{\omega} = M_{\text{дв}} \omega - M_{\text{г}} \omega - M_{\text{тр}} \omega \quad (2)$$

где  $M_{\text{дв}} \omega$  - мощности двигателя, газовых сил и трения, приведенные к оси двигателя. Уравнение (1) является уравнением динамической системы и позволяет анализировать работу компрессорного агрегата. Состояния равновесия для этого уравнения, соответствующие режимам покоя ( $\dot{\omega}=0$ ) или равномерного вращения роторов определяется корнями уравнения [8]. (3) Функция позволяет найти разбиение фазовой прямой на траектории и определить на ней устойчивость состояний равновесия. Если правая часть уравнения (1) больше нуля, то роторы агрегата ускоряются, а если меньше нуля то происходит торможение и переход к новому состоянию равновесия. Заметим, что при возрастании суммарного момента инерции к бесконечности функция стремится либо к нулю, либо к неопределенности типа  $0/0$ . Отметим также, что правая часть уравнения (1) явно не зависит от времени, а величина постоянная. В этих условиях это уравнение может быть интегрировано в квадратурах. (4) После определения конкретной кинематической схемы агрегата и установки зависимостей от вычисление (4) может производиться любым численным методом вычисления определенного интеграла. Формула (4) позволяет предложить метод определения момента газовых сил экспериментальным путем. Для этого необходимо провести переходные процессы, например, остановку агрегата отключением

электродвигателя, с установкой различных метрологических инерционных дисков с известными моментами инерций. На основе вышеизложенного можно сделать следующие выводы: 1. Надо разработать математическую модель автоколебаний компрессора, учитывающее уравнение (1). Она должна описывать динамическую характеристику компрессора в расчетных и нерасчетных областях, в том числе и в зонах срывных и помпажных колебаний, а также нулевого расхода. 2. Необходимо провести анализ устойчивости равновесных состояний компрессора на основе новой модели. 3. Для решения поставленных вначале статьи задач необходимо провести систематические экспериментальные исследования характеристик ЦК в области срывных и помпажных явлений, а также в области отрицательных расходов, т.е. во втором квадранте. Целью исследований является выяснение влияния на характеристики ЦК геометрических (количество лопаток, углы установки их на входе, выходе и т.д.) и режимных параметров, например, с использованием стенда [9, 10].