

Характер осевых колебаний ротора при переменных режимах работы центробежной компрессорной установки

Н.В. Соколов, М.Б. Хадиев

(Казанский национальный исследовательский технологический университет)

А.Л. Хавкин, И.Ф. Хуснутдинов

(АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС)

В статье представлены результаты помпажных тестов компрессорной установки, в составе которой находится компрессорный агрегат с двумя центробежными компрессорами. Приведены графики изменения давления нагнетания, осевого перемещения ротора компрессора высокого давления и перепада давления на мерном сопле в зависимости от единой шкалы времени. Упорный диск ротора перемещается в пределах осевого зазора упорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками. На основе полученных данных предложена математическая аппроксимация величины перемещения диска в зависимости от времени.

Ключевые слова: компрессорная установка, компрессорный агрегат, центробежный компрессор, помпаж, ротор, упорный подшипник, самоустанавливающаяся подушка, осевые колебания.

The nature of the axial oscillations of the rotor with variable modes of operation of a centrifugal compressor unit.

Sokolov N.V., Khadiev M.B (Kazan National Research Technological University),

Khavkin A.L., Khusnutdinov I.F (JSC «NIIturbocompressor n.a. Vladimir Shnep», HMS Group)

The article presents the results of surge tests of a compressor unit, which includes a compressor unit with two centrifugal compressors. Graphs of the discharge pressure, the axial movement of the rotor of the high-pressure compressor and the pressure drop across the measuring nozzle depending on a single time scale are shown. The thrust disk of the rotor moves within the axial clearance of the thrust bearing with self-aligning pads. Based on the data obtained, a mathematical approximation is proposed for the magnitude of the displacement of a disk as a function of time.

Keywords: compressor unit, compressor unit, centrifugal compressor, surge, rotor, thrust bearing, self-adjusting pad, axial vibrations.

Центробежные компрессорные установки (КУ) при эксплуатации в сети работают на различных режимах, выбор которых определяется необходимой величиной производительности и параметрами сжимаемого газа на входном и выходном патрубках компрессора. При работе установки совместно с сетью, кроме уставновившихся рабочих режимов, происходят и переходные процессы. К изменениям рабочих режимов приходится прибегать при пуске, переходе из одного рабочего режима в другой и остановке. Переходные режимы относятся к нестационарным процессам, происходящим в сети и компрессорной установке. В них проявляются динамические свойства, как сети, так и КУ.

При работе на переходных режимах компрессоры установки (или отдельные секции), а также ступени центробежных компрессоров, могут попасть в режимы вращающегося срыва или помпажа [1], которые являются недопустимыми из-за возможного превышения допустимых силовых нагрузок на элементы корпуса с последующей поломкой и дорогостоящим ремонтом. Поэтому исследование переменных в зависимости от времени режимов работы центробежной КУ является актуальной. Большинство исследователей при переменных режимах занимаются изучением про-

цессов, происходящих в элементах проточной части центробежного компрессора (ЦК). Целью таких исследований является разработка эффективных систем антипомпажного регулирования или сигнализаторов помпажа [2]. При переменных режимах также меняются во времени осевые силы, действующие на ротор, вызванные пульсационной подачей сжимаемого газа. Эти зависимые от времени силы через упорный диск ротора воспринимаются упорным подшипником скольжения (УПС), что приводит к динамическому режиму работы самого подшипника. Статья посвящена изучению осевых колебаний ротора компрессора высокого давления под действием переменных газовых сил, которые возникают при вращающемся срыве и помпаже.

Для определения характера перемещения упорного диска ротора при переменных режимах работы центробежного компрессора использованы результаты приемочных испытаний компрессорного агрегата 66ГЦ-1162/1,3-38 ГТУ НВ [1] с приводом от газотурбинной установки УПГ производства ОАО «КМПО». Ценность представленных испытаний заключается в том, что они проведены на объекте у заказчика при рабочих условиях. Компрессорная установка предназна-

чена для сжатия низконапорного попутного нефтяного газа и смеси газов после сепарации нефти до давления 3,7 МПА, абс., для дальнейшей его переработки. Основными элементами установки являются компрессоры низкого (КНД) и высокого (КВД) давлений, соединенных между собой мультипликатором (М) и зубчатой муфтой (МЗ). Газовая схема компрессорного агрегата представлена на рис. 1.

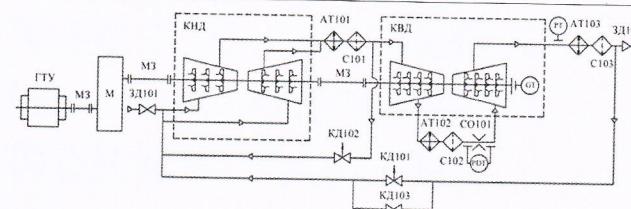
Известно, что в ходе пуско-наладочных работ при пуске и выводе КУ на рабочий режим возникала сложная ситуация. Анализ причин и мероприятий по устранению помпажа секции КНД рассмотрены в работе [1].

Из газовой схемы (рис. 1) видно, что КВД представляет собой восьмиступенчатый двухсекционный центробежный компрессор с промежуточным охлаждением. Рабочие колеса секций установлены на одном валу по схеме «спина к спине», что позволяет снижать суммарную осевую нагрузку, действующую на упорный подшипник. Однако, эта сила остается значительной из-за разных условий работы третьей, четвертой секций КУ и при попадании компрессора в помпаж многократно возрастает. Следовательно, анализ поведения, т.е. характера, осевых колебаний ротора в дополнение к причинам помпажа [1] при переменных режимах работы является важным.

На рис. 2 представлены графики тестов компрессорной установки при определении границы помпажа, где p_n - давление нагнетания; h_p - осевое перемещение ротора (упорного диска) КВД и Δp - перепад давления на сужающем устройстве, т.е. сопле СО101, в зависимости от времени. Сопло находилось после газоохладителя АТ102 и сепаратора С102 перед второй секцией КВД. На рис. 2 слева указаны интервалы шкал датчиков, измеряющих соответствующие величины. Для измерения давления использованы датчики давления Yokogawa серии EJX, осевого зазора – вихревые датчики Bently Nevada. За начало координат, т.е. положение «0» вихревого датчика, при выставлении ротора принято центральное положение упорного диска в осевом зазоре УПС.

Из графиков (рис. 2) видно, что при помпаже наиболее резко изменяется перепад давления Δp на сужающем устройстве СО101, который определяет расход газа через компрессорную установку. Изменение знака Δp показывает течение газа в обратном направлении и подтверждает факт помпажа. При помпаже также существенно изменяется давление нагнетания p_n компрессорной установки. Однако, в начальной стадии помпажа 1 его изменение незначительно по сравнению с изменением перепада Δp , совершающего за это время одно колебание.

Экспериментально подтверждено, что при вращающемся срыве ЦК давление нагнетания сжимаемого газа изменяется по гармоническому закону [3]. На рис. 2 это соответствует начальной стадии помпажа



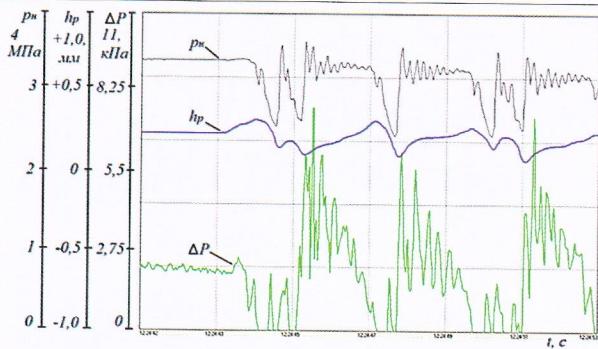


Рис. 3. Изменение характеристик 66ГЦ-1162/1,3-38 ГТУ НВ при помпаже секции КНД

бенностей КНД [1] при приемочных испытаниях попал в помпаж, не смотря на пониженную частоту вращения и открытое состояние байпасного клапана, т.е. на достаточный запас по производительности. Как видно из рис. 3, вывод касательно характера перемещения упорного диска в этом случае подтверждается. В отличие от рис. 2, на рис. 3 промежуточное колебание повторяется через период.

Полученные данные перемещения упорного диска при переменных режимах работы компрессорного агрегата 66ГЦ-1162/1,3-38ГТУ НВ позволяют обоснованно выбрать аппроксимирующие уравнения. Эти уравнения могут быть использованы при создании математической модели, описывающей работу, динамики нагруженного, упорного подшипника.

Упорный подшипник скольжения КНД и КВД одинаковой конструкции, с самоустанавливающимися подушками. УПС является нереверсивным по направлению вращения и двухсторонним по отношению к восприятию осевой нагрузки. Рабочей стороной УПС принята сторона сухого газодинамического уплотнения (СГУ), нерабочей – сторона консоли ротора. Количество подушек каждой из сторон – восемь. Внутренний диаметр подушек составляет $D_1=160$ мм, внешний диаметр - $D_2=270$ мм. Угловая протяженность подушки $\theta_n=30^\circ$. По центру упора с тыльной стороны каждой подушки установлены стальные пластины, выполняющие роль пружины и компенсирующие влияние переменной осевой нагрузки. Суммарный осевой зазор упорного подшипника КНД и КВД является расчётным и составляет $h_s=0,28\div0,33$ мм. Оптимальная величина зазора может быть определена по эмпирической формуле Яновского М.О. [4]:

$$h_s = 0,24 \sqrt{u_{cp} \cdot l}, \text{ (мм)}, \quad (1)$$

где $u_{cp} = \omega R_{cp}$ - окружная скорость на среднем радиусе подшипника (м/с); $l = \theta_n R_{cp}$ - длина подушки на среднем радиусе (м); θ_n - угловая протяженность подушки (рад.).

Теоретически характер осевых колебаний ротора при переменных режимах работы центробежной КУ

можно изучать на основе решения уравнения динамики с одной степенью свободы:

$$m_p \frac{d^2y}{dt^2} = P_p - P_{hp} - F, \quad (2)$$

где m_p – масса ротора; y – координата вдоль оси ротора; t – время; P_p, P_{hp} – несущие способности рабочей и нерабочей сторон двустороннего УПС, которые, в свою очередь, являются функциями от координаты y ; F – внешняя, не зависящая от координаты y , осевая сила, например, газовая, действующая на ротор. Следовательно, уравнение (2) является уравнением вынужденных колебаний ротора. С помощью уравнения (2) можно поставить следующие задачи:

1. Обратная задача. Для анализа характера осевых колебаний ротора необходимо решить уравнение (2). В этом случае должны быть заданы следующие начальные условия: при $t=0, y=0, dy/dt=0$. При этом зависимости P_p, P_{hp} от координаты y устанавливаются на основе решения гидродинамической задачи УПС, а внешняя сила может быть задана в виде: $F = F_S + F_d$, где F_S - постоянная составляющая, т.е. статическая сила, F_d - динамическая сила. В случае вращающегося срыва или «мягкого» помпажа составляющая F_d может быть аппроксимирована в виде:

$$F_d = F_a \sin \omega t, \quad (3)$$

где F_a, ω - амплитуда и частота возмущающей силы при вращающемся срывае.

Если же помпаж имеет «жесткий» характер, то аппроксимация может иметь вид:

$$F_d = F_{d1} \exp[-\beta_{F1}(\tau - \tau_{d1})] \quad (4)$$

где β_{F1} - коэффициент характеризующий крутизну действующей силы на отрезке (1-2) (рис. 4). Он может быть вычислен с достаточной для практических расчётов точностью по формуле:

$$\beta_{F1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln \frac{F_{d1}}{F_{d2}}, \quad (5)$$

где τ_{d1}, F_{d1} и τ_{d2}, F_{d2} - время и величина осевой силы в начале помпажа и в конце интервала аппроксимации отрезка (1-2). Аналогично рассчитывается осевая сила на отрезке (2-3).

2. Прямая задача. Решив уравнение (2) относительно F путем подстановки осевого перемещения h_p , полученного из эксперимента в численной или аппроксимированной форме, в уравнение (2) вместо y , на основе решения гидродинамической задачи УПС можно получить и проанализировать осевую силу, действующую на ротор компрессора. При аппроксимации осевое перемещение h_p ротора (упорного диска) может быть задано в виде:

$$y = y_{st} + y_d, \quad (6)$$

где y_{st} - постоянная составляющая; y_d - динамическая составляющая.

Положительное направление оси смещения диска y в сторону всасывания ЦК (или в сторону пониженного давления при рабочем режиме). В случае одно-

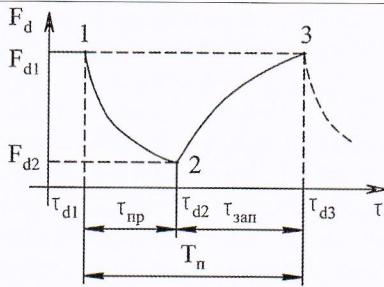


Рис. 4. Изменение осевой газовой силы F_d при помпаже ЦК: $t_{\text{пр}}$ - время прорыва газа из рабочего колеса в обратном направлении, $t_{\text{зап}}$ - время заполнения емкости нагнетания V_p , $T_n = t_{\text{пр}} + t_{\text{зап}}$ - период помпажных колебаний

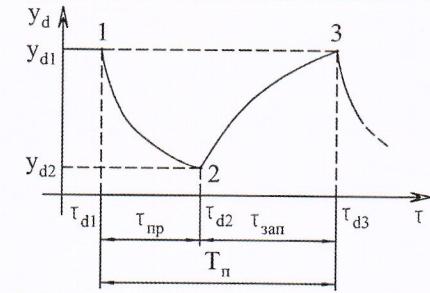


Рис. 5. Изменение динамической составляющей осевого перемещения диска y_d при помпаже ЦК

стороннего УПС за начало координат при осевом движении ротора принимается произвольная точка за пределами подшипника, в случае двустороннего УПС - расположение упорного диска в центре подшипника. В последнем случае зазоры между диском и подушками как рабочей, так и нерабочей сторон, а, следовательно, и гидродинамические силы, возникающие в них, будут одинаковыми. Допускаемая величина смещения диска составляет 80% от максимального перемещения диска:

$$[y_{\text{см},d}] = 0,8 \cdot 0,5 h_s = 0,4(h_p + h_{\text{нр}}), \quad (7)$$

где $h_p, h_{\text{нр}}$ - зазоры между диском и рабочей или нерабочей сторонами подшипника, соответственно.

В случае вращающегося срыва или «мягкого» помпажа составляющая y_d может быть аппроксимирована в виде:

$$y_d = A \sin \Omega t \quad (8)$$

где A, Ω - амплитуда и частота возмущающей силы при вращающемся срыве.

Если же помпаж имеет «жесткий» характер, то аппроксимация может иметь вид:

$$y_d = y_{d1} \exp[-\beta_{y1}(\tau - \tau_{d1})] \quad (9)$$

где β_{y1} - коэффициент перемещения диска на отрезке (1-2) (рис. 5). Он может быть вычислен с достаточной для практических расчётов точностью по формуле:

$$\beta_{y1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln \frac{y_{d1}}{y_{d2}}, \quad (10)$$

где τ_{d1}, y_{d1} и τ_{d2}, y_{d2} - время и положение диска в начале помпажа и в конце интервала аппроксимации отрезка (1-2). Аналогично рассчитывается динамическая составляющая траектории движения диска y_d на отрезке (2-3).

3. Анализ устойчивости. Уравнение (2) позволяет также провести анализ осевого движения ротора компрессора на устойчивость, не прибегая к его решению [5]. Для этого необходимо привести уравнение второго порядка (2) к двум уравнениям первого порядка и рассмотреть движение на фазовой плоскости, которая характеризует динамическое состояние системы.

Таким образом, на основе помпажных тестов приемочных испытаний компрессорного агрегата 66ГЦ-1162/1,3-38ГТУ НВ можно сделать следующие выводы:

— наиболее чувствительным к помпажу является перепад давления на сужающем устройстве, который реагирует даже на начальную стадию помпажа - вращающийся срыв;

— при помпаже также сильно изменяется давление нагнетания компрессорной установки. В развитой стадии помпажа кривая изменения давления имеет пилообразный характер. При совместной работе нескольких компрессоров (или секций) возможно появление промежуточных колебаний;

— осевое перемещение ротора (упорного диска) повторяет график изменения давления нагнетания с незначительным запаздыванием, сглаживая его высокочастотные пульсации. Они практически совпадают по фазе и направлению. Следовательно, показания датчика осевого сдвига могут быть использованы как признак помпажа;

— полученные данные испытаний компрессорной установки позволили обоснованно выбрать аппроксимирующие формулы для математической модели, описывающей работу динамически нагруженного упорного подшипника скольжения.

Список литературы

- Хисамеев И.Г., Сафиуллин А.Г., Хуснутдинов И.Ф., Гузельбаев Я.З., Лунев А.Т., Макаров В.Е., Халиуллин Ф.К. Особенности работы многоступенчатого двухпоточного центробежного компрессора с изменяемой частотой вращения на переходных режимах // Компрессорная техника и пневматика, 2011, № 8. - С. 14-17.
- Гузельбаев Я.З., Лунев А.Т., Хавкин А.Л., Хуснутдинов И.Ф. Способ защиты компрессора от помпажа // Компрессорная техника и пневматика, 2013, №2. - С. 9–11.
- Колесинский Л.Д., Макашева О.В. Анализ протекания нестационарных явлений в многоступенчатом осевом компрессоре, работающем в системе стенда, при помпаже // Ученые записки ЦАГИ, 2008, №4. - С. 46-59.
- Яновский М.О. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. Москва: Изд-во АН СССР, 1947. - 647 с.
- Хадиев М.Б., Зиннатуллин Н.Х., Нафиков И.М. Механизм помпажа в центробежных компрессорах//Вестник Казанского технологического университета, №8, 2014. - С. 262-266.

