8. Лашенко Г.И. Плазменное упрочнение и напыление/ Г.И. Лашенко. Киев, Экотехнология, 2003-64с.
9. Katsamas A.I., Haidemenopoulos G.N. Laser-beam carburizing of low-alloy steels // Surface and Coatings Technology.–2001. –Vol. 139. –Pp. 183-191.
10. Бу Ван Гюи, Балабанский А.Е. Исследование износостойкости поверхности стали после плазменной цементации с использованием углеродосодержащей пасты// Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017, 12 с.

Махнутин А.В., Сальников А.Ф.

Анализ изменения собственных частот ротора турбомшины под влиянием динамических нагрузок

*Пермский Национальный Исследовательский Политехнический Университет
(Россия, Пермь)*

doi:10.18411/sciencepublic-12-05-2020-11

idsp: sciencepublic-12-05-2020-11

Аннотация

Рассматривается задача динамических проявлений в системе ротор-статор нагнетателя центробежного через условия взаимодействия элементной базы турбомшины и динамических нагрузок, включающих в себя амплитудно-частотные характеристики, во время эксплуатации.

Ключевые слова: ротор, нагнетатель центробежный, собственные колебания, частоты, динамические нагрузки.

Динамический анализ любого механизма или агрегата в первую очередь направлен на выявление условий взаимодействия его элементной базы и динамических нагрузок. Данные нагрузки могут достигать существенных значений в определенный момент времени во время эксплуатации механизма. Особенно это может проявляться в энергетических агрегатах, в которых ротор является источником возникновения дополнительных динамических нагрузок.

Таким образом, анализ возможных динамических проявлений и взаимодействий в роторных системах является актуальной задачей исследований, которой уделяется внимание в инженерных расчетах при создании и отработке изделия, с целью снижения уровня динамического проявления нагрузок, возникающих в процессе его эксплуатации, следовательно, повышения работоспособности его элементной базы. В данной работе рассматриваются условия возможного взаимодействия динамических процессов в нагнетателе центробежном (НЦ) газоперекачивающего агрегата через условия частотного взаимодействия элементной базы и динамических нагрузок, возникающих в процессе его эксплуатации.

Ротор в турбомашине – это реальная механическая система и как всякая механическая система в той или иной степени нелинейна. В случае с НЦ влияние нелинейности можно применить к ротации масс элементной базы турбомшины, а, следовательно, к появлению дополнительных динамических нагрузок.

В рамках данной задачи разработаны математическая модель и автоматизированный вычислительный алгоритм исследования динамического поведения элементной базы центробежного нагнетателя при его работе с учетом волновых взаимодействий его конструктивных элементов и узлов в процессе изменения физико-механических свойств во времени. На основе анализа реальных конструкций элементной базы НЦ математического моделирования динамического поведения ротора в процессе его функционирования с учетом взаимовлияния элементов статора.

Алгоритм базируется на использовании модели точечных масс, в которой решается задача по определению характеристик на основе крутильных и продольных колебаний. В данном случае распределение массы определяется из инерционных составляющих и позиционных сил.

$$\begin{Bmatrix} a_{11} \dots a_{1n} \\ a_{n1} \dots a_{nn} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} m_1 \\ m_n \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} v_{11} \dots v_{1n} \\ v_{n1} \dots v_{nn} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} L_1 \\ L_n \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} X_{11} \dots X_{1n} \\ X_{n1} \dots X_{nn} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_n \end{Bmatrix},$$

где a – ускорение, m – масса, v – скорость, L – вязкость, X – перемещение, C – жесткость, q – сила.

Турбоагрегат – это неавтономная система, с вынужденным колебательным процессом. Для данной системы дифференциальное уравнение вынужденных колебаний имеет вид $aq + F(q, q') = P(t)$, где $P(t)$ – вынуждающая сила.

Модальная (свободная) частота продольных колебаний ротора по любому направлению как упругой системы запишется:

$$\omega = \left(\frac{c}{a} \right)^{1/2} = \frac{1}{(af)^{1/2}},$$

где $f = c^{-1}$ – единичная податливость, соответствующая квазиупругому коэффициенту c ; a – размер элемента в направлении распространения упругой волны.

Характерной практической задачей для таких систем является построение амплитудно-частотных характеристик; определение резонансных амплитуд и условий срыва амплитуд, выявление супер- и субгармонических колебаний.

Проблемы устойчивости и чувствительности механических систем возникают в связи с неизбежными отклонениями начальных условий, параметров внешнего возбуждения и параметров самой системы от их значений в покое.

Ротор турбомашин является особо ответственным и значимым элементом конструкции. Колебания в системе происходят в ортогональных плоскостях, одни колебания изгибные, другие – продольные, что подразумевает под собой условие частотного взаимодействия по плоскостям. Ротор в целом – это совокупность парциальных частот. Результатом данных колебаний и частот служит фигура Лиссажу, траектория которой вычисляется по формулам:

$$x(t) = A \sin(at + \delta), \quad y(t) = B \sin(bt), \quad \frac{x^2}{a^2} - \frac{2xy}{ab} \cos \alpha + \frac{y^2}{b^2} = \sin^2 \alpha, \quad \alpha = \omega t + \alpha_0,$$

где δ – сдвиг фаз, A, B – амплитуды колебаний, a, b – частоты.

Любая частота определяется как $n = \sqrt{\frac{V_{36}}{2l}}$, $V_{36} = \sqrt{cm}$, $C = Sm$, где V – скорость продольных колебаний, c – жесткость продольная, m – масса, m – модуль.

При решении задач механики применяется метод конечных элементов, при решении задач газодинамики – метод конечных объемов.

В отличие от акустики, частоты в газодинамике носят случайный характер, что может нивелироваться принципами подстройки, но к нагнетателю данный метод применять не целесообразно, по причине существенных материальных и трудовых затрат. Для этого необходимо оценить поведение газодинамических процессов в проточной части компрессора, чтобы влиять на характер взаимодействия с модальными частотами.

На сегодня упор в частотных исследованиях направлен на выявление условий динамического взаимодействия газового потока и обратных гармоник, которые связаны с акустическими или газодинамическими частотами обтекания (ротор-статор

взаимодействие), однако практически не выделяются области взаимодействия модальных (собственных) частот элементной базы как с оборотными гармониками так и с газодинамическими частотами, что в конечном итоге значительно некорректно формирует динамическое поведение исследований по частотным взаимодействиям собственных (модальных) характеристик элементной базы и парциальных частот конструкции с оборотными и газодинамическими гармониками методом объемного моделирования.

При определении парциальных частот применяется метод вычета. Период в данном методе выбирается исходя из собственной частоты парциальных колебаний вала, колес, дисков.

$$M = \frac{n}{2l^*} \times \sqrt{\frac{k}{m}},$$

Общая характеристика метода вычета выглядит как $M = \frac{n}{2l^*} \times \sqrt{\frac{k}{m}}$, где n – мода колебаний, l – длина, m – массовая характеристика, k – жёсткость.

На любое газодинамическое воздействие есть отклик ротора, у которого имеются свои частоты, где при совпадении фаз амплитуда растёт и наоборот. Элементная база ротора обладает разными массовыми критериями, что приводит к разным амплитудным характеристикам по длине вала. Алгоритм вибрационной диагностики для определения амплитудно-частотных характеристик включает в себя условие податливости объекта связанной с его механическими колебаниями. Деформационную характеристику объекта характеризует виброперемещение $A = a \sin \omega t$. Величину колебательного контура, колебательных сил характеризует виброускорение $a' = -a\omega^2 \sin \omega t$.

Используя соответствующие способы обработки сигналов, такие как фильтрация, спектр, кепстрирование и стробирование, результаты измерений вибраций и принимая во внимание математическую модель по определению собственных частот можно провести анализ частотного изменения изгибных и крутильных колебаний ротора, тем самым построить структуру функциональной связи с внешними динамическими нагрузками, возникающими в процессе функционирования НЦ, получить параметры колебаний газодинамических нагрузок на элементы конструкции и связь конструкции элементов проточной части нагнетателя с амплитудно-частотными характеристиками.

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. : Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина. — М. : Машиностроение, 1978—Т. 1. 352 с,
2. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. : Колебания нелинейных механических систем / под ред. И. И. Блехмана. —М.: Машиностроение, 1979 —Т. 2. 351 с.
3. Сальников, А. Ф. Виброакустическая диагностика технических объектов: учеб. пособие. – Пермь: Перм. нац. исслед. политехн. ун-т. – Пермь, 2011. – 247 с.