

БАЛАНСИРОВКА ГИБКИХ РОТОРОВ*Гоголев Л.М.**Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II,
Санкт-Петербург*

Ключевые слова: балансировка, гибкий ротор, уравнивание, методы балансировки, асимметрия массы, вибрация.

Аннотация. Данная статья представляет обзор наиболее эффективных методов балансировки гибких роторов, раскрывается понятие такого ротора. Исследуются проблемы вибрации, предлагаются решения и методы для обеспечения стабильности вращения. В статье рассматриваются и анализируются причины возникновения небаланса быстроходных роторов, и широко раскрывается понятие динамической балансировки.

BALANCING FLEXIBLE ROTORS*Gogolev L.M.**Saint-Petersburg Mining University of Empress Catherine II, Saint-Petersburg*

Keywords: balancing, flexible rotors, balancing, balancing methods, mass asymmetry, vibration.

Abstract. This article provides an overview of the most effective methods for balancing flexible rotors and reveals the concept of such a rotor. Vibration problems are investigated and solutions and methods are proposed to ensure rotational stability. The article discusses and analyzes the causes of unbalance in high-speed rotors, and broadly explains the concept of dynamic balancing.

Введение

В ходе эксплуатации роторы электродвигателей испытывают различные значения прогибов, которые, в свою очередь, нарушают их нормальную работу. Роторы можно разделить на три группы: жёсткие, упруго-деформируемые и гибкие.

Жёсткими называют роторы, у которых рабочая $\omega_{раб}$ и первая критическая ω_1 скорости находятся между собой в соотношении:

$$\omega_{раб} < 0,7\omega_1. \quad (1)$$

Роторы, рабочие скорости которых лежат в промежутке, называют упруго-деформируемыми:

$$0,7\omega_1 \leq \omega_{раб} \leq \omega_1. \quad (2)$$

Если рабочая скорость превышает первую критическую, то ротор называют гибким:

$$\omega_1 < \omega_{раб}. \quad (3)$$

На гибких роторах возникают существенные прогибы из-за сил центробежного ускорения [1]. Гибкий ротор имеет такую конструкцию, что на рабочей скорости вращения, при некачественной балансировке, он может становиться податливым или "гибким", и его центр массы может не сходиться с осью вращения, что вызывает силы дисбаланса. Поэтому, достижение высокой

степени баланса имеет решающее значение для всех видов высокоскоростного вращающегося оборудования, в котором используются гибкие роторы.

Вибрации и износ несбалансированного ротора

Возможность возникновения интенсивных вибраций в результате работы дисбалансированных роторов представляет собой существенный фактор, оказывающий негативное воздействие на износ оборудования. В зависимости от характера протекающих процессов можно выделить три основные группы причин вибраций: механические, электромагнитные и аэродинамические. В данном контексте механическая несбалансированность ротора выступает в качестве основного источника возбуждения вибраций, что делает излишним рассмотрение других возможных механизмов их возникновения.

Среди механических причин следует выделить следующие: дисбаланс вращающейся части, аномалии в линии вала, неправильная установка оборудования на фундаменте, наличие двойной жесткости ротора, дефекты в подшипниках и прочее. Однако стоит отметить, что искривление бочки ротора турбогенератора, вызванное несимметричным воздействием тепла или холода, также представляет собой значимый механический фактор, приводящий к генерации вибраций.

Уравновешивание гибких роторов

Уравновешивание роторов можно производить двумя видами балансировки – статической и динамической. Статическая балансировка может быть реализована только на жестких роторах, так как она не позволяет обнаружить динамическую составляющую неуравновешенности.

Гибкий ротор может быть уравновешен в двух плоскостях только для одной критической скорости, так как каждой из них соответствует своя форма прогиба [1]. Однако при любых других скоростях данного ротора наблюдается недостаточный уровень балансировки. Это является основной проблемой, затрудняющей достижение сбалансированного состояния гибких роторов. Такое уравновешивание имеет значительное достоинство: вблизи критических скоростей форма упругой линии вала становится близкой соответствующей форме свободных колебаний, что позволяет, располагая по определенному закону уравновешивающие грузы, производить уравновешивание каждой из форм свободных колебаний поочередно при соответствующей критической скорости или вблизи от нее. Поэтому балансировка гибких роторов производится под конкретную рабочую скорость.

Динамическая балансировка

Ротор на опорах станка для динамической балансировки представляет собой колебательную систему с двумя степенями свободы, имеющую два резонансных состояния: первое – ось колеблющегося ротора остается параллельной самой себе, и второе – ось ротора совершает вращательные колебания вокруг центра тяжести.

Податливость опор выбирается такой, чтобы в диапазоне масс роторов, на которые рассчитан станок, резонансные скорости вращения их составляли не более половины рабочей скорости станка. Последняя составляет обычно 500-

1000 мин⁻¹ в зависимости от типоразмера станка, тогда как номинальная скорость балансируемых роторов в несколько раз больше. При уменьшении скорости вращения ротора наблюдается уменьшение центробежных сил, обусловленных небалансом. Для компенсации этого эффекта значительно увеличивается податливость опор станка, проявляющаяся заметным перемещением опоры при легком давлении. Этот подход направлен на снижение чувствительности станка к изменениям скорости вращения ротора. Таким образом, осуществляется фиксация и анализ вибраций, возникающих в роторах в условиях пониженной скорости вращения.

Специальные методы

На более высоких скоростях требуются специальные методы [2] балансировки гибких роторов, которые обычно подразделяются на методы коэффициента влияния или методы модальной балансировки.

Метод коэффициента влияния использует пробные массы, помещенные в заданные плоскости балансировки, для определения изменений измеренного отклика относительно отклика соответствующего остаточного дисбаланса для набора скоростей пробных испытаний. Следовательно, если предположить линейную систему и использовать простой векторный анализ, влияние пробных масс можно использовать для определения требуемой величины и углового положения корректирующих масс, необходимых для балансировки ротора.

Модальная балансировка [3] использует математическую модель системы, вала и опор для определения взаимосвязи между смещением вала и его силовыми функциями, возникающими в результате точек дисбаланса остаточной массы для каждой из критических скоростей в пределах рабочего диапазона скоростей. Обычно эти модели представляют собой либо серию массовых дисбалансов, либо модель, в которой вал рассматривается как непрерывное упругое тело.

Вывод

Представленные виды балансировки отличаются точностью и простотой применения. Балансировка методом коэффициента влияния является наиболее реализуемой по сравнению с модальной, но на неё необходимо тратить больше времени, что в условиях работы промышленного предприятия неэффективно. Модальная балансировка требует дополнительного оборудования для расчётов, но является более унифицированной. При этом, степени балансировки могут быть одинаковыми для представленных методов, но для балансировки методом коэффициента влияния потребуется больше времени.

Балансировка гибких роторов данными методами может существенно снизить уровень вибрации. Точное снижение после балансировки ротора зависит от множества факторов, таких как исходная несбалансированность, характеристики конструкции ротора, скорость вращения, точность балансировки и так далее. В общем, балансировка может значительно снизить уровень вибрации. В случае существенно несбалансированного ротора и эффективной балансировки в двух плоскостях, снижение вибрации может быть значительным, достигая 60% [4] или даже более в некоторых случаях. Однако эти числа могут варьироваться в зависимости от глубины балансировки и конкретных параметров системы.

Список литературы

1. Исакович М.М., Клейман Л.И., Перчанок Б.Х. Устранение вибрации электрических машин. – М.: Энергия, 1969. – 216 с.
2. Liqing Li, Shun Zhong, Huizheng Chen, Zhenyong Lu. On experiments of a novel unsupervised deep learning based rotor balancing method // Measurement and Control. 2022, vol. 55(7-8), pp. 729-737. – doi.org/10.1177/00202940221115744.
3. Knowles G., Bingham C., Bickerton R. An investigation into the balancing of high speed, flexible shafts by external application of compensating balancing sleeves // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2021, vol. 235(23), pp. 6659-6674. DOI: 10.1177/09544062211008469.
4. Слива О.К., Шахринов В.Н. Оптимизация низкочастотной балансировки ротора ГД-40 // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2015. – Т. 15, № 1. – С. 17-25.

Сведения об авторе:

Гоголев Лев Маратович – студент.