

В.Ф. Макаров
V.F. Makarov

Пермский государственный технический университет
Perm State Technical University

С.М. Белобородов, А.Ю. Ковалев
S.M. Beloborodov, A.Yu. Kovalyov

НПО «Искра», г. Пермь
Research and Production Association Iskra

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ
ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ РОТОРОВ
С МАГНИТНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ**

**DYNAMIC RESISTANCE TECHNOLOGIES FOR ROTORS
EQUIPPED WITH MAGNETIC BEARINGS**

Описаны методы коррекции локальных дисбалансов вала, балансировки насадных элементов и сборки роторов газотурбинных агрегатов, адаптирующие их к условиям работы в составе валопровода газоперекачивающего агрегата, обеспечивающие минимизацию локальных дисбалансов, обусловленных погрешностями изготовления элементов, их балансировки и погрешностями сборки роторов. Применение методов позволяет обеспечить повышение точности балансировки при уменьшении объема работ.

Ключевые слова: ротор, дисбаланс, коррекция, эксцентриситет, балансировка, сборка.

There are described methods of shaft local disbalances' correction, fitted-on elements balancing and GTU' rotors' assembly. This technologies adapt elements for operation as a part of gas compressor unit shaft line and minimize local disbalances caused by errors of fitted-on elements manufacture, balancing and rotor's assembly. These methods make it possible to increase balance accuracy with minimization of work volume.

Keywords: rotor, disbalance, correction, eccentricity, balancing, assembly.

При испытаниях компрессоров с несовпадающими рабочими и балансировочными поверхностями роторов (например, с магнитными подшипниками) достаточно часто наблюдается повышенный уровень вибрации. Одной из основных причин этого является значительный монтажный дисбаланс, обусловленный эксцентриситетом балансировочной оси относительно оси вращения ротора. При этом прирост дисбаланса ротора может достигать величин, превышающих допустимый уровень дисбаланса на порядки.

Допустимый уровень дисбаланса ротора может быть обеспечен совмещением плоскостей дисбаланса и коррекции всех элементов при балансировке с последующим монтажом этих элементов, при условии соблюдения абсолютной концентричности соединения элементов между собой и отсутствии перекоса осей элементов. Совмещение плоскостей дисбаланса и коррекции при балансировке обеспечивает минимизацию локальных изгибов удлиненных элементов при их работе. Концентричное соединение элементов без перекоса их осей обеспечивает условия работы, приближенные к условиям балансировки. Однако соединение элементов всегда производится с перекосами и эксцентricностью размещения осей. Это приводит к возникновению монтажных дисбалансов. Коррекция монтажных дисбалансов может быть осуществлена по результатам измерения эксцентриситетов и расчетов корректирующих масс.

При разработке методов материал элементов ротора принимается вполне гомогенным по монолитности, предполагаемой разницей плотности следует пренебречь. Жесткость вала ротора при изгибе неодинакова и не определена по углу поворота, величина ее заранее неизвестна. О величине жесткости можно судить только по результатам изготовления вала: с более жесткой стороны величина радиального биения минимальна. Практически всегда радиальные биения находятся в нешироком секторе, величина которого определяется жесткостью материала. Изгиб вала ротора возможен под воздействием собственного веса и центробежной силы, обусловленной дисбалансом при вращении. Изгиб вала под воздействием центробежной силы увеличивает начальный дисбаланс, предел которого ограничивает жесткость вала. Возможен сложный изгиб вала под воздействием локальных дисбалансов. Все элементы ротора перед сборкой балансируются на собственных, определенных для этого поверхностях. Уровень уравновешенности вала ротора определяется его формой, дисбалансом, жесткостью. Реакция опор, внешнее воздействие, влияние систем, обслуживающих агрегат, состояние продукта не рассматриваются.

Низкая заданная стоимость работ всегда сопровождается большими допусками при изготовлении деталей, влияние которых нейтрализуется коррекцией: эксцентриситет приводит к дисбалансу, устраняемому балансировкой (проведение этого дополнительного вида работ снижает их общую стоимость). Большое ограничение, наложенное заданной стоимостью, приводит к экономической несостоятельности этого стандартного решения.

Такой дисбаланс может быть устранен расчетно-массовой коррекцией по результатам измерений эксцентриситетов. Учитывая постоянно снижающуюся стоимость измерительных и расчетных операций, повышение их точности и скорости, расчетно-массовую коррекцию дисбаланса следует считать

предпочтительной и применять чаще. Особенно важным обстоятельством следует считать высокую мобильность и коммутацию используемого оборудования. В настоящее время наблюдается стойкая тенденция расширения способов воздействия, увеличения количества используемых инструментов при изготовлении продукта. Достаточно часто другой подход невозможен или экономически нецелесообразен. Таким образом, задача изменения и устойчивого сохранения уровня дисбаланса переходит в область интеллектуально-корректирующую.

При балансировке роторов, используемых в современных агрегатах, ее условия задаются применительно к классу ротора. Исследовательский интерес вызывают классы роторов с неизвестным распределением дисбаланса вдоль оси и в плоскости вращения – удлинненные роторы с несовпадающими рабочими и балансировочными поверхностями, оснащенные колесами. Для решения задачи обеспечения уравновешенности обозначенных роторов необходима разработка ряда методов.

Расчетный метод коррекции локальных дисбалансов вала обеспечивает коррекцию множества локальных дисбалансов по длине вала, обусловленных несовпадением балансировочной оси и оси вращения. Метод основан на расчетах, выполненных по результатам измерений радиальных биений роторов магнитных подшипников (смонтированных на валу) относительно балансировочных поверхностей вала. Метод позволяет вводить плоскости коррекции и рассчитывать корректирующие массы.

Показателями метода являются:

- величина локального монтажного дисбаланса как функция эксцентриситета центра массы участка вала относительно оси вращения, положения центра массы участка по длине вала и массы участка вала;
- корректирующая масса как функция величины локального монтажного дисбаланса вала и радиуса установки.

Вал ротора со смонтированными на нем магнитными сердечниками устанавливается на измерительные призмы базовыми поверхностями. Относительно этих поверхностей производится измерение величины максимального биения поверхностей магнитных сердечников, а углы этих максимальных радиальных биений – относительно контрольной точки вала.

Разбивают вал на участки, определяют положение центров масс участков по длине, например с использованием САПР. Выбирают в качестве плоскостей коррекции дисбаланса плоскости поперечного сечения участков, которые проходят через центры масс участков.

Определяют координаты центров масс участков:

$$X_i = \frac{z_i - z_1}{z_2 - z_1} (x_2 - x_1) + x_1, \quad (1)$$

$$Y_i = \frac{z_i - z_1}{z_2 - z_1} (y_2 - y_1) + y_1, \quad (2)$$

где z_1, \dots, z_i – расстояние от начала координат до центра массы соответствующего участка; x_1, x_2, y_1, y_2 – координаты центров масс магнитных сердечников.

Определяют корректирующие массы

$$m_{k_i} = \frac{2M_i \sqrt{X_i^2 + Y_i^2}}{D_i},$$

где M_i – масса участка вала; D_i – диаметр участка вала; $\sqrt{X_i^2 + Y_i^2} = e_i$ – эксцентриситет центра исследуемого сечения.

Определяют углы мест снятия материала участков вала относительно контрольной точки вала

$$\varphi_{k_i} = 180^\circ + \operatorname{arctg} \frac{Y_i}{X_i}.$$

Корректируют дисбаланс участков, при этом производят съём металла в определенных местах.

Расчетно-эксцентриситетный метод сборки ротора позволяет минимизировать прирост величины локальных дисбалансов ротора, обусловленных эксцентриситетами посадочных поверхностей вала и насадных элементов сборного ротора. Метод основан на расчетах, выполненных по результатам измерений величины и направления радиальных биений посадочных поверхностей вала относительно балансировочных поверхностей и величины и направления остаточного дисбаланса насадных элементов.

Показателем метода является величина локального остаточного дисбаланса ротора D_c как функция эксцентриситета посадочной поверхности участка вала e_c и величины остаточного дисбаланса насадного элемента ротора D_c .

Минимизация прироста локальных дисбалансов на стадии сборки ротора обеспечивается благодаря следующему технологическому приему. Насадной элемент ротора с известным вектором остаточного дисбаланса устанавливается на вал таким образом, чтобы его вектор остаточного дисбаланса и вектор остаточного локального дисбаланса участка вала, на который устанавливается элемент, в сумме давали наименьшее значение, т.е. были бы противоположно направлены. При этом направление локального дисбаланса участка вала определяется направлением его максимального радиального биения, а направление остаточного дисбаланса насадного элемента определяется при его балансировке на станке.

Начальный локальный дисбаланс ротора после установки элемента

$$D_n \approx e_c M_c - D_c,$$

где M_c – масса насадного элемента.

Сборку ротора с несовпадающими рабочими и балансировочными поверхностями можно выполнить исходя из параметров устанавливаемого элемента, эксцентриситета рабочей оси и радиального биения поверхности. Такая прецизионная сборка может быть обеспечена моделированием с использованием любой САПР.

Для выполнения цикла испытаний необходимо создать безопасные условия работы. Кроме стандартных решений, когда предусматривается надежное крепление испытываемых элементов и защита от возможного разлета фрагментов, необходимо обеспечить минимизацию реального монтажного дисбаланса установленного колеса.

Минимизация обеспечивается разворотом «тяжелой» точки несбалансированного колеса относительно максимального радиального биения на 180° с последующей компенсацией остаточного дисбаланса:

$$\overline{D_{c_{\min}}} = (\overline{e_c} M_c - \overline{D_c}) \pm m_k r,$$

где m_k – корректирующая масса; r – радиус установки корректирующей массы.

Учитывая, что при таком испытании важна только абсолютная величина дисбаланса, но не его направление, приведенное выражение вполне обеспечит расчет и ограничение остаточной величины дисбаланса установленного колеса.

Расчетно-имитационный метод балансировки ротора обеспечивает коррекцию монтажного дисбаланса сборного ротора, обусловленного несовпадением оси балансировки и оси вращения. Метод основан на расчетах, выполненных по результатам измерений радиальных биений роторов магнитных подшипников относительно балансировочных поверхностей ротора. Метод позволяет вводить плоскости коррекции и рассчитывать корректирующие массы.

Показателями метода являются:

– величина локального монтажного дисбаланса ротора как функция эксцентриситета центра массы участка ротора относительно оси вращения и массы части ротора, приходящаяся на балансировочную опору;

– корректирующая масса (масса имитационного грузика) как функция величины локального монтажного дисбаланса ротора и радиуса установки корректирующей массы (имитационного грузика).

Обеспечить минимизацию прироста дисбаланса можно на стадии изготовления элементов ротора, его сборки и балансировки. Для этого процедура балансировки должна включать в себя операции, обеспечивающие переход на другие опорные поверхности при монтаже без значительного увеличения дисбаланса.

Такая задача может быть решена с использованием технологического приема, обеспечивающего коррекцию монтажного дисбаланса. Этим приемом может быть установка имитационных грузиков при балансировке ротора в каждой плоскости коррекции, в соответствии монтажному дисбалансу, возникающему при установке ротора в компрессор.

Использование имитационных грузиков предполагает искусственное введение дисбаланса и его устранение в процессе балансировки. При переходе на другие опорные поверхности у ротора при монтаже возникает дисбаланс, устраняемый снятием грузиков.

При этом балансировка ротора проводится с использованием двух грузиков, установленных вблизи центров масс частей ротора, приходящихся на каждую балансировочную опору. Массы имитационных грузиков для балансировки ротора

$$m_{и} = \frac{e_{м} M}{r}.$$

При балансировке собираемого ротора угол установки имитационного грузика определяется с учетом формул (1), (2) по зависимости

$$\varphi = \arctg \frac{Y_i}{X_i},$$

расчет его массы производится исходя из массы устанавливаемых элементов, а эксцентриситет e установки элемента определяется расчетом с учетом формул (1), (2):

$$m_{и} = \frac{M \sqrt{X_i^2 + Y_i^2}}{r}.$$

Описанные технологические приемы разработаны с использованием изобретения по патенту РФ № 2372595.

Таким образом, использование описанных методов позволяет многократно снизить величину монтажного дисбаланса ротора, обеспечивает коррекцию множества локальных монтажных дисбалансов вала ротора, что исключает возникновение моментной неуравновешенности на рабочих частотах вращения ротора.

Разработанный математический аппарат позволяет рассчитывать корректирующие массы с использованием САПР, что дает возможность автоматизировать коррекцию локальных дисбалансов.

На основании описанных методов разработана перспективная модель технологического процесса изготовления и монтажа ротора с магнитными подшипниками, обеспечивающего виброустойчивость агрегата.

Получено 8.02.2011