

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПРЕЦИЗИОННОЙ СБОРКИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Макаров В.Ф., Белобородов С.М., Ковалев А.Ю.

(ПГТУ, НПО «Искра», г. Пермь, Россия)

Факс: +7 (342) 2845398, +7 (342) 2845454; E-mail: iskra@iskra.perm.ru

Abstract: There are considered the reasons resulting in decrease of dynamic stability in turbine units' rotors. There is described the precision method of turbine units' rotors assembly ensuring minimization of local imbalances caused by errors of components assembly. There are given recommendations for the method realization in technological process. Application of the given method increases the accuracy of turbine units' rotors assembly

Key words: assembly, balancing, imbalance, eccentricity, rotor

Турбоагрегаты, то есть газотурбинные двигатели летательных аппаратов, силовые и энергетические установки на их основе являются в настоящее время наиболее высокотехнологичными, экономическими и экологичными агрегатами. Это определило их преимущественное положение и широкое распространение в военной сфере, авиации, энергетике, трубопроводном транспорте, на флоте.

Роторы турбоагрегатов являются наиболее важными, и одновременно, наиболее напряженными узлами. Они определяют уровень надежности и долговечности работы машины. Ресурс работы ротора в большинстве случаев определяется временем эксплуатации до интенсивного (аварийного) роста износа подшипниковых узлов. В результате достижения их критического износа ротор снимается с эксплуатации. Одним из основных факторов, приводящих к досрочному износу подшипниковых узлов, является недостаточная динамическая устойчивость ротора. Под динамической устойчивостью понимается способность ротора сохранять заданный допустимый уровень вибрации и геометрические параметры (упругие деформации) во время работы. Упругие деформации ротора обусловлены его локальными дисбалансами, а повышенная вибрация – высокой степенью общей неуравновешенности ротора (главным вектором и главным моментом дисбалансов). Наиболее опасны повышенные вибрации в рабочем диапазоне частот. Высоко нагруженные удлиненные роторы подвергаются также модальным изгибам, которые можно устранить только на высокочастотном дорогостоящем оборудовании, позволяющем проводить балансировку на рабочих оборотах. Однако эксплуатация такого оборудования сопряжена с повышенной трудоемкостью и стоимостью соответствующей технологии.

Основные причины, снижающие динамическую устойчивость ротора при его производстве следующие:

- погрешности балансировки отдельных узлов и деталей (элементов) ротора;
- погрешности сборки отдельных элементов ротора;
- недостаточная жесткость ротора, что приводит к его локальным изгибам из-за влияния эксцентриситета установки элементов;
- недостатки технологических процессов механической обработки и сборки: недостаточная точность изготовления отдельных элементов, входящих в ротор и примитивный характер сборки и балансировки.

Обозначенные производственные причины обусловлены слабой теоретической проработкой вопросов, связанных со сборкой и балансировкой роторов турбоагрегатов, а именно:

- недостаточно изучены закономерности процесса балансировки роторов с эксцентрично установленными при сборке элементами;
- недостаточно изучены закономерности влияния полученного в процессе серийной сборки роторов дисбаланса, оборотов, материалов, габаритных размеров, координат подшипников и др. на величину вибрации роторов;
- отсутствуют научные методики, модели, позволяющие устанавливать основные закономерности, взаимосвязи между сборкой и балансировкой отдельных элементов и сборкой и балансировкой всего ротора обеспечивающие минимизацию отрицательных вибрационных явлений.

Повышенная вибрация в итоге приводит к необходимости переборки роторов на заключительной стадии производства турбоагрегатов (после испытаний), в результате чего трудоемкость сборки и балансировки увеличивается в 2-3 раза.

Исходя из перечисленного, была поставлена научная и производственная задача: разработать такой метод сборки и балансировки ротора, применение которого обеспечивало бы динамическую устойчивость ротора путем адаптации его элементов к условиям эксплуатации. То есть, необходим механизм, позволяющий адаптировать элементы ротора к валу таким образом, что бы после их монтажа локальные дисбалансы ротора, обусловленные эксцентрикитетами установки элементов, были бы скорректированы остаточными дисбалансами этих элементов, и прирост общего дисбаланса ротора стремился бы к нулю.

На сегодняшний день, при сборке роторов турбоагрегатов остаточные дисбалансы его элементов, то есть дисбалансы, которые обусловлены погрешностью балансировки, рассматриваются только как негативный фактор, приводящий к появлению упругих деформаций ротора, а так же к росту его общего дисбаланса после сборки. Другими словами, после сборки из заранее сбалансированных элементов ротор на рабочих частотах практически всегда выходит из состояния уравновешенности: сказываются эксцентрикитеты установки элементов, их остаточные дисбалансы и случайная взаимная ориентация эксцентрикитета установки элементов и их остаточных дисбалансов. Процедура балансировки роторов, собираемых из предварительно отбалансированных элементов, прописана в стандарте ГОСТ ИСО 11342-95 [1]. В этом же стандарте рекомендуется оценить расчетом влияние погрешности сборки и эксцентрикитета устанавливаемых деталей на достижимый начальный дисбаланс, однако не приводятся алгоритмы проведения таких расчетов.

Рассмотрение остаточных дисбалансов насадных элементов не как отрицательного фактора, приводящего к разбалансировке собранного ротора, а как положительного фактора, позволяющего ликвидировать локальные дисбалансы ротора, обусловленные погрешностями сборки, легко в основу разработанного метода и отличает его от всех существующих.

Прецизионный метод сборки требует определенной подготовки вала и насадных элементов ротора к их взаимной увязке.

У предварительно отбалансированного вала (рис. 1) измеряются величины Δ_i и направления φ_i радиальных биений всех посадочных поверхностей относительно рабочих поверхностей A, B . Требования к корректному измерению величин и углов радиальных биений посадочных поверхностей изложены в [2]. На валу должна быть отмечена нулевая отметка угла 1, относительно которой необходимо нанести метку 2, соот-

всегда соответствующую измеренному углу ϕ_i радиального биения Δ_i для каждой посадочной поверхности вала. После этого рассчитываются эксцентрикитеты e_i посадочных поверхностей вала по зависимости:

$$e_i = \frac{\Delta_i}{2}.$$

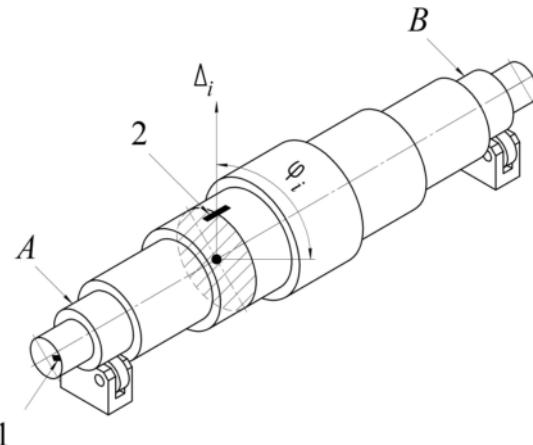


Рис. 1. Вал ротора: 1 – нулевая отметка угла; 2 – метка угла радиального биения посадочной поверхности; A, B – рабочие поверхности; Δ_i – радиальное биение посадочной поверхности; ϕ_i – угол радиального биения посадочной поверхности

Используя результаты измерений, рассчитываются величины локальных дисбалансов ротора, которые возникнут после монтажа элементов:

$$I_i = M_i \cdot e_i,$$

где M_i – масса соответствующего элемента.

Направления локальных дисбалансов ротора совпадают с направлениями радиальных биений посадочных поверхностей вала.

Адаптация элементов к условиям эксплуатации в составе ротора может быть обеспечена выполнением условия:

$$-\bar{I}_i^0 = \bar{I}_i, \quad (1)$$

где \bar{I}_i^0 – вектор остаточного дисбаланса элемента; \bar{I}_i – вектор локального дисбаланса ротора.

Выполнение условия (1) возможно при осуществлении процедуры адаптивной балансировки элементов на балансировочной оправке с привязкой к соответствующей посадочной поверхности вала. Такую привязку можно реализовать системой угловых меток. Как было отмечено выше, на валу должна быть нулевая отметка угла, относительно которой определены углы радиальных биений всех посадочных поверхностей. На балансировочной оправке так же должна быть нулевая отметка угла 3 (рис. 2), относительно которой, должна быть нанесена метка 4 радиального биения Δ_b ее посадочной поверхности. Элементы, в свою очередь, тоже должны иметь нулевую отметку угла 5, которая совмещается с нулевой отметкой угла 3 оправки при балансировке.

Неуравновешенность элемента 1, на балансировочной оправке 2, в общем случае может быть описана системой двух дисбалансов:

$$\bar{I}_i^e = f(\bar{I}_i^a; \bar{I}_i^b),$$

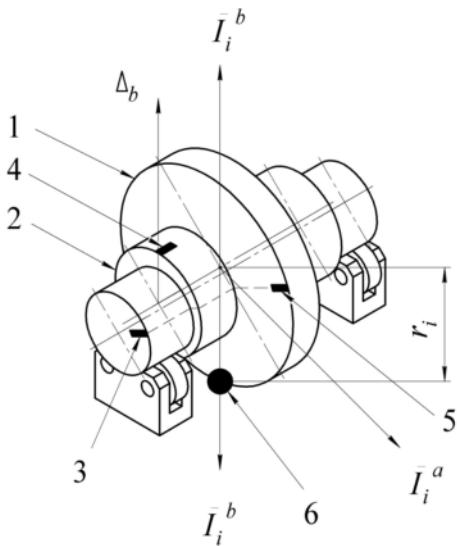


Рис. 2. Схема измерения начального дисбаланса элемента ротора: 1 – элемент ротора; 2 – балансировочная оправка; 3 – нулевая отметка угла балансировочной оправки; 4 – метка радиального биения посадочной поверхности балансировочной оправки; 5 – нулевая отметка угла элемента; 6 – уравновешивающая масса; Δ_b – радиальное биение балансировочной оправки; \bar{I}_i^a – вектор начального дисбаланса элемента; \bar{I}_i^b – вектор дисбаланса элемента, обусловленный эксцентризитетом посадочной поверхности балансировочной оправки; r_i – радиус установки уравновешивающей массы

установки уравновешивающей массы 6. Ее величина определяется выражением:

$$m_i^k = \frac{M_i \cdot e_b}{r_i},$$

где r_i – радиус установки уравновешивающей массы.

Угол установки уравновешивающей массы развернут на 180° относительно метки 4.

Уравновешивание вектора \bar{I}_i^b позволит повысить точность измерения вектора \bar{I}_i^a , исключив влияние на результат измерения эксцентризитета посадочной поверхности оправки.

Для выполнения условия (1) необходимо задать элементу ротора известный вектор остаточного дисбаланса \bar{I}_i^0 , численно равный соответствующему локальному дисбалансу ротора \bar{I}_i . Для этого необходимо рассчитать и искусственно ввести вектор расчетного дисбаланса \bar{I}_i^c (рис. 3), который обеспечил бы выполнение условия:

$$\bar{I}_i^a + \bar{I}_i^b + \bar{I}_i^c = \bar{I}_i^d,$$

где \bar{I}_i^a – начальный дисбаланс элемента (он обусловлен колебаниями плотности материала в объеме элемента, неравномерностью его термообработки, отклонениями его геометрических параметров, погрешностями сборки); \bar{I}_i^b – дисбаланс элемента, обусловленный эксцентризитетом посадочной поверхности балансировочной оправки.

Величина дисбаланса насадного элемента, обусловленного эксцентризитетом посадочной поверхности оправки \bar{I}_i^b , рассчитывается по зависимости:

$$\bar{I}_i^b = M_i \cdot e_b,$$

где e_b – эксцентризитет посадочной поверхности балансировочной оправки. Направление дисбаланса совпадает с направлением радиального биения посадочной поверхности Δ_b оправки, то есть совпадает с меткой 4.

Вектор \bar{I}_i^a неизвестен и должен быть определен на балансировочном оборудовании, для чего необходимо предварительно уравновесить вектор \bar{I}_i^b таким же по величине вектором, но противоположным по направлению, за счет

где \bar{I}_i^d – вектор имитирующего дисбаланса, равный вектору локального дисбаланса ротора ($\bar{I}_i^d = \bar{I}_i$).

Вектор расчетного дисбаланса \bar{I}_i^c вводится установкой имитирующей массы 3, величина которой определяется зависимостью:

$$m_i^d = \frac{\sqrt{\left(\frac{I_i^a \cos \varphi_i^a + I_i^b \cos \varphi_i^b + I_i^d \cos \varphi_i^d}{\cos \varphi_i^c} \right)^2 + \left(\frac{I_i^a \sin \varphi_i^a + I_i^b \sin \varphi_i^b + I_i^d \sin \varphi_i^d}{\sin \varphi_i^c} \right)^2}}{r_i^d},$$

а угол ее установки зависимостью:

$$\varphi_i^d = \operatorname{arctg} \frac{(I_i^a \sin \varphi_i^a + I_i^b \sin \varphi_i^b + I_i^d \sin \varphi_i^d) \cos \varphi_i^c}{(I_i^a \cos \varphi_i^a + I_i^b \cos \varphi_i^b + I_i^d \cos \varphi_i^d) \sin \varphi_i^c},$$

где r_i^d – радиус установки имитирующей массы.

Далее элемент балансируется по существующей технологии*, после чего имитирующая масса снимается, и элемент приобретает требуемый вектор начального дисба-

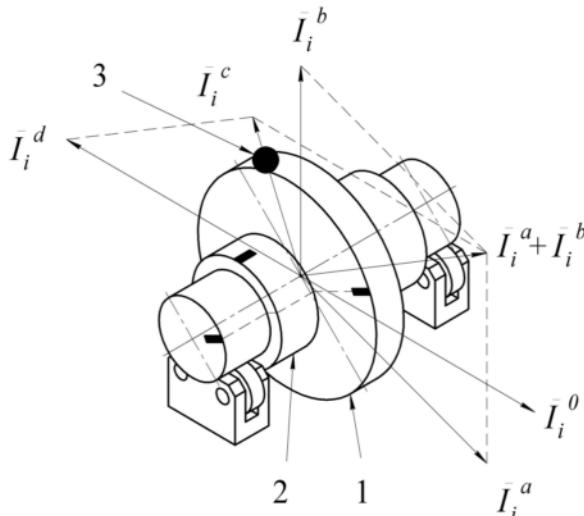


Рис. 3. Схема адаптивной балансировки элемента ротора: 1 – элемент ротора; 2 – балансировочная оправка; 3 – имитирующая масса; \bar{I}_i^0 – вектор остаточного дисбаланса элемента; \bar{I}_i^a – вектор начального дисбаланса элемента; \bar{I}_i^b – вектор дисбаланса элемента, обусловленный эксцентрикитетом посадочной поверхности балансировочной оправки; \bar{I}_i^c – вектор расчетного дисбаланса; \bar{I}_i^d – вектор имитирующего дисбаланса

ланса \bar{I}_i^0 , численно равный вектору локального дисбаланса ротора \bar{I}_i и противоположный ему по направлению.

При монтаже элемента на вал ротора (рис. 4) необходимо совместить нулевые отметки вала 1 и элемента 2 для того, чтобы локальный дисбаланс ротора \bar{I}_i , обусловленный эксцентрикитетом элемента, был уравновешен остаточным дисбалансом элемента \bar{I}_i^0 . При этом прирост дисбаланса ротора будет обусловлен только погрешностями проведенных измерений радиальных биений посадочных

* В ряде случаев балансируемые элементы могут быть сложносоставными, удлиненными. Балансировка таких элементов на низкочастотном оборудовании одной корректирующей массой не исключает появление относительных упругих деформаций отдельных частей элементов на рабочих оборотах, что может привести к снижению динамической устойчивости ротора. В таком случае в насадном элементе необходимо выделить отдельные участки и балансировать его системой масс применительно к каждому участку.

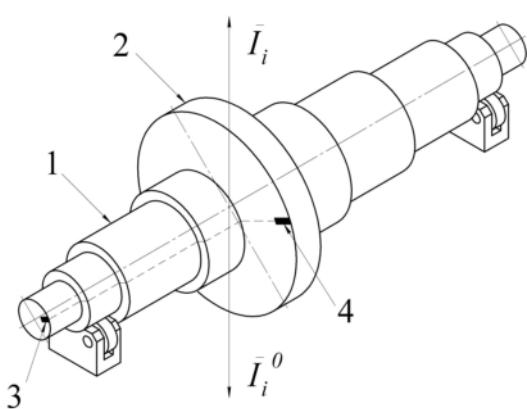


Рис. 4 Схема монтажа элемента ротора на вал: 1 – вал; 2 – элемент ротора; 3 – нулевая отметка угла вала; 4 – нулевая отметка угла элемента ротора

маркировать нулевые отметки угла на элементах и оправках, измерять и маркировать места максимальных радиальных биений оправок.

Таким образом, применение описанного метода прецизионной сборки позволит минимизировать величины локальных дисбалансов роторов, обусловленных погрешностями их сборки, что исключает снижение динамической устойчивости роторов на рабочих частотах. Разработанный математический аппарат позволяет рассчитывать величины уравновешивающих и имитирующих масс и углы их установки, что дает возможность автоматизировать процедуру расчета данных для обеспечения прецизионной сборки роторов.

Список литературы: 1. ГОСТ ИСО 11342-95. Методы и критерии балансировки гибких роторов. ИПК. М., Изд. стандартов, 1996. 2. Белобородов С.М. Расчетно-имитационный метод балансировки роторов [Текст] / С.М. Белобородов, А.Ю. Ковалев // Технология машиностроения. – 2010. – №8. – С. 45 – 47.

APPLICATION OF PRECISION ASSEMBLY FOR THE DYNAMIC STABILITY OF ROTORS TURBINE

Makarov, V., Beloborodov S., Kovalev, A.

(PSTU, NPO "Iskra", Perm, Russia)

Fax: +7 (342) 2845398, +7 (342) 2845454; E-mail: iskra@iskra.perm.Ru

Abstract: There are considered the reasons resulting in decrease of dynamic stability in turbine units' rotors. There is described the precision method of turbine units' rotors assembly ensuring minimization of local disbalances caused by errors of components assembly. There are given recommendations for the method realization in technological process. Application of the given method increases the accuracy of turbine units' rotors assembly

Key words: assembly, balancing, disbalance, eccentricity, rotor

Надійшла до редколегії 05.06.2011 р.