С.М. Белобородов^{1,2}, М.Л. Цельмер¹

¹ ПАО «Научно-производственное объединение «Искра»», Пермь, Россия

² Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

МЕТОДИКА УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРА ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ

Рассматриваются вопросы, связанные с уравниванием ротора (и его элементов) при балансировке центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. Проведен обзор типовых технологических процессов одноплоскостной и высокочастотной схем балансировки, выявлены и изложены основные недостатки этих методов. Предложена альтернативная методика уравнивания ротора, при которой: предварительно проводится низкочастотная четырехплоскостная (и более) балансировка вала, прецизионная двухплоскостная балансировка рабочих колес ротора, управляемая сборка и многоплоскостная балансировка ротора с заданными параметрами направления и размещения остаточных дисбалансов. Отражена блок-схема предлагаемого алгоритма сборки и балансировки ротора центробежного компрессора с указанием основных этапов технологии адаптационной сборки ротора. Выявлено, что коррекция локальных дисбалансов роторов в местах их расположения обеспечивает их динамическую устойчивость во всем диапазоне работы. Она достигается принятием следующих мер: однообразной установкой предварительно сбалансированных элементов на вал, балансировкой собираемого ротора с диаметрально противоположным направлением дисбалансов относительно направления изгиба вала и их распределением по нескольким плоскостям коррекции на установленных элементах, балансировкой ротора с коррекцией дисбалансов (диаметрально противоположно) в плоскостях, размещенных на консолях роторов.

Ключевые слова: центробежный компрессор, ротор, вал, рабочее колесо, вибрация, дисбаланс, сборка, балансировка, динамическая устойчивость.

S.M. Beloborodov^{1,2}, M.L. Tselmer¹

¹ PJSC Scientific and Production Association "Iskra", Perm, Russian Federation

² Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

PROCEDURE OF ROTOR BALANCING ADJUSTMENT

The article describes issues referring to rotor balancing adjustment (and its components) when balancing centrifugal compressor as a part of gascompressor unit. It was reviewed typical technologies of single-plane and high-speed balancing, main drawbacks of these procedures were determined. It was proposed alternative rotor balancing adjustment technique, which contains preliminary low-speed shaft balancing in four planes (and more), precision balancing rotor impellers in two planes, controlled mounting and multiplane rotor balancing with specified parameters of direction and distribution of residual disbalances. It was given the flow chart of the proposed algorithm for centrifugal compressor rotor mounting and balancing with indication of the main stages in rotor adaptive mounting technology. It was revealed that correction of rotor local disbalances in their locations ensures their dynamic stability in the whole operation range and can be achieved by: uniform mounting of preliminary balanced shaft elements, rotor balancing with diametrically opposite direction of disbalances relative to shaft bending direction and their distribution over several correction planes on mounted elements, rotor balancing with disbalances correction (diametrically opposite) in the planes of rotor cantilevers.

Keywords: centrifugal compressor, rotor, shaft, impeller, vibration, disbalance, mounting, balancing, dynamic stability.

Проектирование технологических процессов балансировки гибких сборных роторов центробежных компрессоров при их сборке в настоящее время превращается в весьма востребованную задачу. Это обусловлено возможностью обеспечения их высокой динамической устойчивости при сокращении трудоемкости сборочного процесса. Качественным показателем высокого технического уровня является стабильно невысокий уровень вибрации ротора при всех режимах работы агрегата, который достигается, при условии устойчивого волнового состояния газовой среды, применением адаптирующих технологий и современного оборудования в энергетическом машиностроении [1–3].

Гибкие роторы должны иметь высокую динамическую устойчивость, при этом методы балансировки и оценивания их окончательной уравновешенности, а также критерии качества

балансировки определяются ГОСТ 31320–2006, величины допустимых дисбалансов определены в ГОСТ 1940-1–2007, а погрешности остаточного дисбаланса – в ГОСТ 1940-2–99. Наиболее целесообразным подходом к обеспечению этой устойчивости следует считать адаптацию в ходе технологического процесса всех элементов валопроводов к эксплуатационным условиям на стадии проектирования и изготовления¹ [4, 5].

Типовой технологический процесс балансировки роторов, сведенный к использованию одной схемы одноплоскостной балансировки рабочих колес и двухплоскостной балансировки валов с концентрацией дисбалансов в местах максимального изгиба, приводит к образованию большого количества локальных дисбалансов, местным динамическим деформациям и не обеспечивает их заданной уравнишенности (рис. 1). При этом распределение дисбалансов произвольно, а кроме того, невозможно учесть определяющие свойства гибких роторов: неравножесткость, прогиб под действием силы тяжести и рабочей нагрузки, изгиб при прохождении критических частот, а потому все такие роторы будут индивидуальны по своим техническим характеристикам с проблемным обеспечением динамической устойчивости в ходе эксплуатации. Такие роторы не обладают запасом динамической устойчивости, который позволил бы обеспечить приемлемый уровень вибраций валопровода при возникновении внешнего дисбалансирующего воздействия.

Рис. 1. Неоткорректированные дисбалансы ротора: 1 – локальные дисбалансы установленных элементов; 2 – остаточный дисбаланс рабочего колеса; 3 – суммарный дисбаланс

Все высокоскоростные гибкие роторы, заданная уравнишенность которых обеспечена в ходе такой балансировки, приобретают после сборки значительные изгибы при приближении к критическим частотам вращения. Это обусловлено произвольно направленными и нескорректированными локальными дисбалансами в местах изгиба. Изгибы приводят к образованию дополнительных динамических локальных дисбалансов. Уровни таких приобретенных дисбалансов в несколько десятков раз превышают максимально допустимые и приводят к неудовлетворительным результатам при приемо-сдаточных испытаниях и монтаже на компрессорных станциях.

Известна технология высокочастотной балансировки, обеспечивающая снижение изгибов роторов. Такая технология основана на устранении локальных дисбалансов в местах изгибов валов на рабочих частотах вращения, однако она связана с высокой трудоемкостью работ и резким увеличением энергоемкости и стоимости работ. Кроме того, устраняя изгибы вала, высокочастотная балансировка не устраняет виброактивности ротора, обусловленной локальными дисбалансами и деформациями рабочих колес.

¹ API Std 617–2002. Осевые, центробежные компрессоры и детандер-компрессоры для нефтяной, химической и газовой промышленности (русский перевод).

Альтернативой такой технологии является низкочастотная балансировка роторов и их элементов с коррекцией дисбалансов по нескольким плоскостям: для вала – не менее четырех, для колес – по две. Кроме этого при сборке роторов такими плоскостями являются плоскости установки предварительно сбалансированных элементов ротора; плоскости, удаленные от мест максимального изгиба ротора при первой и второй критических частотах вращения; плоскости, размещенные вблизи минимальных изгибов роторов и вблизи опор [6–8].

В основе предложения о количестве плоскостей коррекции лежит теорема Дж. Ден-Гартога [9]. Согласно данной теореме ротор центробежного компрессора может быть представлен как система значимым сосредоточенных масс r на b опорах. При этом такой ротор может быть динамически сбалансирован. Вследствие этого количество плоскостей коррекции можно рассчитать как

$$M = r + b,$$

где M – количество плоскостей коррекции; r – количество сосредоточенных масс; b – количество опор.

Таким образом, динамически устойчивой работы компрессора можно добиться предварительной низкочастотной четырехплоскостной (и более) балансировкой вала, прецизионной двухплоскостной балансировкой рабочих колес ротора, управляемой сборкой и многоплоскостной балансировкой ротора с заданными параметрами направления и размещения остаточных дисбалансов.

При проведении управляемой сборки ротора локальные дисбалансы можно устранить за счет противоположного направления максимальных биений посадочных поверхностей вала и насадных элементов ротора, при проведении балансировки ротора локальные дисбалансы, вызванные изгибом вала, можно скорректировать направлением остаточных дисбалансов противоположно максимальному изгибу вала ротора. На консольных элементах ротора остаточные дисбалансы следует направлять в сторону максимального изгиба вала, таким образом уменьшая его. С целью оптимизации при проектировании технологического процесса в месте предполагаемого максимального изгиба вала необходимо выбрать контрольный пояс, относительно максимального биения которого будут направляться остаточные дисбалансы ротора.

Блок-схема предлагаемого алгоритма сборки и балансировки ротора центробежного компрессора представлена на рис. 2. На ней указаны основные этапы технологии адаптационной сборки ротора.

Рис. 2. Блок-схема алгоритма сборки и балансировки ротора центробежного компрессора

При подготовке вала, с целью контроля параметров при балансировке вала и ротора, необходимо определить и промаркировать максимальное радиальное биение контрольного пояса. Также необходимо промаркировать точки максимального радиального биения и в плоско-

стях установки элементов ротора для обеспечения возможности проведения управляемой сборки ротора.

Перед проведением балансировки вала ротора центробежного компрессора целесообразно провести коррекцию локальных дисбалансов, вызванных погрешностями при изготовлении детали (рис. 3). Безусловно, важнейшей задачей уравнивания и коррекции локальных дисбалансов вала является определение плоскостей для уравнивания и коррекции. Далеко не всегда можно использовать плоскости, совпадающие с реальным положением локальных дисбалансов участков. В случае совпадения плоскостей коррекции с реальным положением дисбалансов для каждого участка вала локальный дисбаланс I_i рассчитывается как

$$I_i = \frac{\pi}{8} \Delta D_i D_i^2 l_i \rho,$$

где I_i – дисбаланс i -го участка вала; ΔD_i – величина максимально радиального биения i -го участка вала; D_i – диаметр i -го участка вала; l – длина i -го участка вала; ρ – плотность вала.

Локальные дисбалансы каждого участка вала можно скорректировать грузами, масса которых может быть рассчитана по следующей зависимости:

$$m_{ki} = \frac{\pi}{4} \Delta D_i D_i^2 l_i \rho,$$

где m_{ki} – масса i -го корректирующего груза; ΔD_i – величина максимально радиального биения i -го участка вала; D_i – диаметр i -го участка вала; l – длина i -го участка вала; ρ – плотность вала.

Установка уравнивающих грузов в плоскостях, проходящих через центр масс участков, с разворотом на 180° относительно положения эксцентриситета участка обеспечит многоплоскостную коррекцию локальных дисбалансов вала.

В случае несовпадения плоскостей коррекции с реальным положением дисбалансов (при использовании балансировочного станка для определения локальных дисбалансов), для упрощения технологии, снижения трудоемкости и стоимости работ без ущерба для уравниженности вала, локальные дисбалансы определяют в выбранных плоскостях коррекции. При этом количество и расположение плоскостей коррекции должно соответствовать требованиям ГОСТ 31320–2006. В этом случае массу уравнивающих грузиков для каждой плоскости вала можно определить по математической зависимости

$$m_{ki} = \frac{m_{ст}}{n},$$

где m_{ki} – масса i -го корректирующего груза; $m_{ст}$ – масса грузика, определенного балансировочным станком для данной плоскости; n – количество пар плоскостей коррекции.

Локальные дисбалансы вала в этом случае корректируют установкой уравнивающих грузов рассчитанной массы с разворотом на 180° относительно положения эксцентриситета участка, тем самым обеспечивают многоплоскостную коррекцию локальных дисбалансов вала [10].

Балансировку вала ротора центробежного компрессора необходимо проводить поэтапно, в ходе двухплоскостной балансировки, дисбаланс устранять сверлением отверстий

Рис. 3. Локальные дисбалансы вала, обусловленные погрешностями формы и расположения

в плоскостях коррекции. Направление остаточных дисбалансов должно быть со стороны, диаметрально противоположной максимальному радиальному биению контрольного пояса вала. Величины допустимых остаточных дисбалансов целесообразно рассчитывать по ГОСТ ИСО 1940-1–2007 с учетом требований ГОСТ 31320–2006. При этом начинать балансировку целесообразно с пары плоскостей, ближайших к поверхностям для опорных подшипников. В процессе балансировки вала грузики, уравнивающие локальные дисбалансы, необходимо удалять для исключения их влияния на дисбалансы в плоскостях коррекции. После проведения одного цикла балансировки уравнивающие грузики устанавливают обратно и проводят дальнейшие этапы балансировки с выбором плоскостей коррекции от периферии к центру вала.

По окончании балансировки все уравнивающие грузики необходимо снять и провести проверочную балансировку вала [10, 11].

В свою очередь, рабочие колеса должны проходить процесс прецизионной балансировки. Прецизионная балансировка рабочих колес включает в себя предварительную балансировку (установкой груза 1) элемента сборного ротора 2 на конической оправке 3 при заранее известных параметрах установки (рис. 4) с целью минимизации дисбаланса элемента ротора, обусловленного эксцентриситетом его установки, а также двухплоскостную балансировку рабочих колес (снятием металла) на конической оправке с диаметрально противоположным разворотом биения посадочной поверхности оправки и уплотнительной поверхности колеса, с обеспечением заранее заданной величины дисбаланса со стороны эксцентриситета внешней образующей.

Сборку ротора необходимо проводить следующим образом. Выполнить посадку элементов (рабочих колес) ротора на вал с натягом, используя нагрев элемента, с совмещением меток максимальных биений посадочных поверхностей балансировочной оправки, нанесенных на элементы ротора, с метками максимального биения на посадочных поверхностях вала, с диаметрально противоположным разворотом дисбаланса элемента ротора относительно дисбаланса участка вала (рис. 5). Данное уравнивание обеспечивают диаметрально противоположным разворотом, при котором дисбалансы рабочих колес уравнивают дисбалансы участков вала и создают только растягивающие усилия [12, 13].

Рис. 4. Схема прецизионной балансировки рабочего колеса: 1 – балансировочный грузик; 2 – элемент сборного ротора (рабочее колесо); 3 – коническая оправка

Рис. 5. Уравнивание дисбалансов в роторе: 1 – дисбалансы участков вала; 2 – дисбалансы насадных элементов ротора

После этого следует установить разгрузочный поршень (думмис), упорный диск, фланец и диск балансировочный. На посадочных поверхностях фланца и диска балансировочного при изготовлении необходимо нанести маркировку максимального биения для совмещения при сборке с метками максимального биения посадочных поверхностей вала. При сборке ротора у деталей и сборочных единиц, входящих в его состав, появляются технологические дисбалансы, вызванные погрешностями при изготовлении деталей. Для их устранения необходимо выполнить расчет прогнозируемой неуравновешенности технологического дисбаланса сборочной единицы (элемента) ротора:

$$I_{\text{т.д.с.е}} = M_{\text{к}} \frac{\Delta D_{\text{в}} - \Delta D_{\text{о}}}{2},$$

где $I_{\text{т.д.с.е}}$ – технологический дисбаланс сборочной единицы (элемента) ротора; $M_{\text{к}}$ – масса элемента ротора; $\Delta D_{\text{в}}$ – величина максимального радиального биения посадочной поверхности вала; $\Delta D_{\text{о}}$ – величина максимального радиального биения балансировочной оправки.

Исходя из полученных результатов можно найти массу корректирующих грузов, установить их на элементы ротора и тем самым скорректировать технологические дисбалансы составных частей ротора:

$$m_{\text{т}} = \frac{I_{\text{т.д.с.е}}}{0,5d},$$

где $m_{\text{т}}$ – масса корректирующего грузика элемента ротора; d – диаметр установки грузика.

После выполнения расчет теоретического технологического дисбаланса всего ротора для сравнения с получившимся значением на балансировочном станке:

$$I_{\text{т.д.р}} = 2e_{(G2,5)}M,$$

где $I_{\text{т.д.р}}$ – теоретический технологический дисбаланс ротора; $e_{(G2,5)}$ – допустимый остаточный удельный дисбаланс; M – масса ротора (согласно ГОСТ ИСО 1940-1–2007).

При $I_{\text{изм}} > I_{\text{т.д.р}}$ необходимо выполнить вибронормализацию ротора. В отдельных случаях допускается вибронормализацию проводить при разгонных испытаниях ротора компрессора.

В роторе локальные дисбалансы обусловлены эксцентриситетами посадочных поверхностей [14, 15]. Коррекцию локальных дисбалансов проводят в выбранных плоскостях коррекции, при этом количество и расположение плоскостей коррекции должно соответствовать ГОСТ 31320–2007. В этом случае массу уравнивающих грузиков для каждой плоскости ротора можно определить по формуле

$$m_{\text{к.рi}} = \frac{m_{\text{ст}}}{n},$$

где $m_{\text{к.рi}}$ – масса i -го корректирующего груза для ротора; $m_{\text{ст}}$ – масса грузика, определенного балансировочным станком для данной плоскости; n – количество пар плоскостей коррекции.

Локальные дисбалансы ротора корректируют установкой уравнивающих грузов рассчитанной массы с разворотом на 180° относительно положения эксцентриситета контрольного пояса. Грузы устанавливают в плоскостях коррекции, совпадающих с плоскостями появления локальных дисбалансов, потому как одно из условий уравниваемости ротора характеризуют как степень совпадения положения дисбалансов и плоскостей коррекции [16].

Балансировку ротора центробежного компрессора следует проводить в два этапа. Выполнять балансировку необходимо съемом металла в плоскостях коррекции на колесах со снятыми корректирующими грузиками. Направление остаточных дисбалансов должно быть со стороны, диаметрально противоположной максимальному радиальному биению контрольного пояса. Величины допустимых остаточных дисбалансов рассчитывают согласно ГОСТ ИСО 1940-1–2007

с учетом требований ГОСТ 31320–2006. При этом начинают балансировку с пары плоскостей, ближайших к поверхностям для опорных подшипников. После проведения одного цикла балансировки уравнивающие грузики устанавливают обратно и проводят дальнейшие этапы балансировки с выбором плоскостей коррекции от периферии к центру.

После проведения многоплоскостной балансировки ротора рекомендуется снять корректирующие грузики и провести окончательную балансировку в плоскостях коррекции на консолях роторов: на фланце и диске балансировочном с коррекцией дисбаланса установкой грузиков, с размещением остаточных дисбалансов в направлении, совпадающем с максимальным радиальным биением контрольного пояса [17]. Определить величину остаточного дисбаланса для фланца и упорного диска ротора можно по следующей зависимости:

$$\frac{I_{\text{доп}}}{4} \leq I_{\text{пл}} \leq \frac{I_{\text{доп}}}{2},$$

где $I_{\text{пл}}$ – дисбаланс в каждой плоскости; $I_{\text{доп}}$ – допустимый остаточный дисбаланс ротора.

Таким образом, коррекция локальных дисбалансов роторов в местах их расположения обеспечивает их динамическую устойчивость во всем диапазоне работы за счет принятия мер:

1. Однообразной установки предварительно сбалансированных элементов на вал.
2. Балансировки собираемого ротора с диаметрально противоположным направлением дисбалансов относительно направления изгиба вала и их распределения по нескольким плоскостям коррекции на установленных элементах.
3. Балансировки ротора с коррекцией дисбалансов (диаметрально противоположно) в плоскостях, размещенных на консолях роторов.

Библиографический список

1. 20 лет на рынке компрессорной техники / В.Б. Шатров, М.И. Соколовский, С.И. Бурдюгов [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – № 3. – С. 2–6.
2. Мехоношина Е.В., Модорский В.Я. О сдвиге фаз волн на границе двух сред // Компьютерная оптика. – 2015. – Т. 39, № 3. – С. 385–391.
3. Базров Б.М., Таратынов О.В., Клепиков В.В. Технология сборки машин / под общ. ред. Б.М. Базрова. – М.: Спектр, 2011. – 368 с.
4. Белобородов С.М., Цельмер М.Л., Ериков А.П. Обеспечение динамической устойчивости валопроводов газоперекачивающих агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – № 5. – С. 35–38.
5. Цимберов Д.М., Магамедов А.М. Метод управления сборкой валопровода с учетом разнохарактерных факторов при эксплуатации промышленных агрегатов // Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова. – 2015. – № 2(66). – С. 20–23.
6. Глейзер А.И. Вероятностные методы решения конструкторско-технологических задач снижения вибраций роторных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1996. – 34 с.
7. Корнеев Н.В. Методы прогнозирования и снижения вибрации гибких систем турбоагрегатов: дис. ... д-ра техн. наук. – М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2008. – 309 с.
8. Ковалев А.Ю. Экспериментальное исследование эффективности метода компенсационной сборки высокоскоростных роторов с магнитными подшипниками // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – № 4. – С. 26–30.
9. Ден-Гартог Дж.П. Теория колебаний. – М.: Машиностроение, 1964. – 468 с.
10. Способ балансировки вала гибкого ротора: пат. Рос. Федерация / Белобородов С.М. – № 2012112583/06; заявл. 30.03.2012; опублик. 10.09.2013, Бюл. № 25. – 6 с.
11. Бишоп Р., Паркинсон А. Применение балансировочных машин для уравнивания гибких роторов // Конструирование и технология машиностроения. – 1972. – № 2. – С. 66–73.
12. Способ балансировки сборного ротора: пат. Рос. Федерация / Белобородов С.М., Козин А.М., Кугушева Р.Ш., Якушева Л.А., Кузнецов А.М. – № 2010101777/06; заявл. 20.01.2010; опублик. 10.05.2011, Бюл. № 13. – 6 с.

13. Цимберов Д.М. Общая схема обеспечения функциональной безопасности при проектировании технологических процессов сборки перекачивающих агрегатов // Изв. Тул. гос. ун-та. Технические науки. – 2014. – Вып. 12 (Ч. 2). – С. 270–275.
14. Билик Ш.М. Макрогеометрия деталей машин. – М: Машиностроение, 1972. – 344 с.
15. Горленко О.А. Технологическое обеспечение эксплуатационных показателей деталей машин на основе выбора параметров качества их поверхностных слоев и условий упрочняюще-отделочной обработки: дис. ... д-ра техн. наук. – Брянск: Изд-во Брян. ин-та техн. машиностроения, 1993. – 355 с.
16. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. – М.: Машиностроение, 1964. – 220 с.
17. Гусаров А.А., Деглин Э.Г. Балансировка упругодеформируемых роторов методом постановки балансировочных грузов на упругих элементах // Колебания и уравнивание роторов. – М.: Наука, 1973. – 140 с.

References

1. Shatrov V.B., Sokolovskiy M.I., Burdyugov S.I. et al. 20 let na rynke kompressornoy tekhniki [20 years on compressor market]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 3, pp. 2-6.
2. Mekhonoshina E.V., Modorskiy V.Ya. O sdvige faz voln na granitse dvukh sred [On shift of wave phases at the two-media boundary]. *Kompyuternaya optika*, 2015, vol. 39, no. 3, pp. 385-391.
3. Bazrov B.M., Taratynov O.V., Klepikov V.V. Tekhnologiya sborki mashin [Technology of machines assembly]. Ed. B.M. Bazrova. Moscow, Spektr, 2011, 368 p.
4. Beloborodov S.M., Tselmer M.L., Erikov A.P. Obespechenie dinamicheskoy ustoychivosti valoprovodov gazoperekachivayushchikh agregatov [Ensuring shafting dynamic stability in gascompressor units]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2016, no. 5, pp. 35-38.
5. Tsimberov D.M., Magamedov A.M. Metod upravleniya sborkoy valoprovoda s uchetom raznoharakternykh faktorov pri ekspluatatsii promyshlennykh agregatov [Method of control of shafting assembly including various factors in the process of industrial units operation]. *Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni M.T. Kalashnikova*, 2015, no. 2 (66), pp. 20-23.
6. Gleyzer A.I. Veroyatnostnye metody resheniya konstruktorsko-tekhnologicheskikh zadach snizheniya vibratsiy rotornykh mashin [Probabilistic approaches to design solutions on reduction of rotor machine vibrations]. Abstract of Doctor's degree dissertation. Samara, Izdatelstvo SGAU, 1996, 34 p.
7. Korneev N.V. Metody prognozirovaniya i snizheniya vibratsii gibkikh sistem turboagregatov [Forecasting methods and procedures on vibration reduction in flexible systems of turbine units]. Doctor's degree dissertation. Moscow, MGTU MAMI, 2008, 309 p.
8. Kovalev A.Yu. Eksperimentalnoe issledovanie effektivnosti metoda kompensatsionnoy sborki vysokoskorostnykh rotorov s magnitnymi podshipnikami [Experimental research of efficiency of mounting high speed rotors equipped with magnetic bearings]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2013, no. 4, pp. 26-30.
9. Den-Gartog Dzh.P. Teoriya kolebaniy [Vibration theory]. Moscow, Mashinostroenie, 1964, 468 p.
10. Beloborodov S.M. Sposob balansirovki vala gibkogo rotora [Method to balance flexible rotor shaft]. Patent Rossiyskaya Federatsiya. № 2012112583/06, 30.03.2012.
11. Bishop R., Parkinson A. Primenenie balansirovochnykh mashin dlya uravnoveshivaniya gibkikh rotorov [Application of balance machines for flexible rotor balancing]. *Konstruirovaniye i tekhnologiya mashinostroeniya*, 1972, no. 2, pp. 66-73.
12. Beloborodov S.M., Kozinov A.M., Kugusheva R.Sh., Yakusheva L.A., Kuznetsov A.M. Sposob balansirovki sbornogo rotora [Procedure for assembled rotor balancing]. Patent Rossiyskaya Federatsiya. № 2010101777/06, 20.01.2010.
13. Tsimberov D.M. Obshchaya skhema obespecheniya funktsionalnoy bezopasnosti pri proektirovanii tekhnologicheskikh protsessov sborki perekachivayushchikh agregatov [General diagram of functional safety when designing mounting processes of pumping units]. *Izvestiya tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2014, iss. 12 (part 2), pp. 270-275.
14. Bilik Sh.M. Makrogeometriya detaley mashin [Macrogeometry of machines parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1972, 344 p.
15. Gorlenko O.A. Tekhnologicheskoe obespechenie ekspluatatsionnykh pokazateley detaley mashin na osnove vybora parametrov kachestva ikh poverkhnostnykh sloev i usloviy uprochnyayushche-otdelochnoy obrabotki [Technological support of operating factors of machines parts based on selection of quality charac-

teristics of their surface layers and conditions of strengthening-finishing treatment]. Doctor's degree dissertation. Bryansk, Izdatelstvo BITM, 1993, 355 p.

16. Dimentberg F.M., Shatalov K.T., Gusarov A.A. *Kolebaniya mashin* [Machines vibration]. Moscow, Mashinostroenie, 1964, 220 p.

17. Gusarov A.A., Deglin E.G. *Balansirovka uprugodeformiruemyykh rotorov metodom postanovki balansirovochnykh gruzov na uprugikh elementakh* [Balancing oelastically deforming rotors by mounting of flexible balance weights]. *Kolebaniya i uravnoveshivanie rotorov*. Moscow, Nauka, 1973, 140 p.

Об авторах

Белобородов Сергей Михайлович (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Инновационные технологии в машиностроении» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29); заместитель начальника отдела ПАО «Научно-производственное объединение “Искра”» (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28, e-mail: bsm723@iskra.perm.ru).

Цельмер Марк Леонидович (Пермь, Россия) – руководитель группы ПАО «Научно-производственное объединение “Искра”» (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28, e-mail: cml723@iskra.perm.ru).

About the authors

Sergei M. Beloborodov (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Innovative Engineering Technology, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation); Deputy Head of Department, PJSC Scientific-Production Association “Iskra” (28, Academica Vedeneyeva st., Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: bsm723@iskra.perm.ru).

Mark L. Tselmer (Perm, Russian Federation) – Team Manager, PJSC Scientific-Production Association “Iskra” (28, Academica Vedeneyeva st., Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: cml723@iskra.perm.ru).

Получено 08.02.2017