

DOI: 1015593/2224-9877/2017.4.10

УДК 62-251:621.757

С.М. Белобородов^{1, 2}, Д.М. Цимберов³, М.Л. Цельмер^{1, 2}¹ Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия² ПАО «Научно-производственное объединение «Искра»», Пермь, Россия³ Пермский военный институт Федеральной службы войск
национальной гвардии Российской Федерации, Пермь, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛОПРОВОДА

Проведена экспериментальная проверка эффективности технологий обеспечения заданной динамической устойчивости валопроводов при воздействии следующих факторов: монтажные дисбалансы привода, пусковой режим работы агрегата, превышение рабочего диапазона, изменение перекоса валов. В данной статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований компрессора с масляными подшипниками, изготовленного и смонтированного по технологическому процессу с использованием адаптационных методов. При проведении испытаний на стенде приемо-сдаточных испытаний решались следующие исследовательские задачи: испытания динамического состояния валопровода после проведения коррекции монтажных дисбалансов трансмиссии, испытания динамического состояния валопровода в пусковом режиме, испытания динамического состояния валопровода в рабочем диапазоне, испытания динамического состояния валопровода с превышением максимальной рабочей частоты, испытания динамического состояния валопровода при условии увеличения перекоса осей при изменении частот вращения. По результатам испытаний была составлена база данных, обобщены результаты экспериментального исследования динамического состояния роторов и валопроводов. Было проведено сравнение динамического состояния роторов и трансмиссий в зависимости от заданных условий испытаний. Одновременно с испытаниями разработана и внедрена методика коррекции монтажных дисбалансов валопроводов и их элементов.

Определены закономерности влияния воздействующих факторов, сформулированы рекомендации по минимизации их влияния на динамически устойчивую работу валопровода. Динамическое состояние ротора очень несущественно зависит от перекоса осей валопровода, но очень существенно – от величины остаточного монтажного дисбаланса. Наличие остаточного монтажного дисбаланса приводит к повышенному уровню вибрации не только в области опоры, к которой присоединена трансмиссия или другой элемент валопровода, но и в области противоположной опоры. Монтаж валопровода с коррекцией монтажных дисбалансов позволяет адаптировать к условиям испытаний и эксплуатации любые квазижесткие роторы.

Ключевые слова: центробежный компрессор, валопровод, ротор, вибрация, дисбаланс, сборка, динамическая устойчивость, экспериментальные исследования.

S.M. Beloborodov^{1,2}, D.M. Tsimberov³, M.L. Tselmer^{1,2}

¹ Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

² PSC Research and Production Association "Iskra", Perm, Russian Federation

³ Perm military Institute of National Guard, Ministry of Interior
of the Russian Federation, Perm, Russian Federation

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE DYNAMIC STATE OF THE SHAFTING

The experimental verification of the efficiency of technologies for ensuring the specified dynamic stability of shafting lines is carried out under the influence of the following factors: mounting drive imbalances, starting operation of the unit, exceeding the working range, changing the skewing of the shafts. In this article, we consider the results of experimental studies of a compressor with oil bearings, manufactured and assembled in accordance with the technological process using adaptive methods. During the tests at the acceptance tests stand, the following research tasks were solved: testing the dynamic condition of the shafting line after correcting the mounting misalignment of the transmission, testing the dynamic condition of the shafting in the starting mode, testing the dynamic state of the shafting in the working range, testing the dynamic condition of the shafting line, exceeding the maximum operating frequency, the condition of the shafting system under the condition of an increase in the skew of the axes with a change in the rotational frequencies. Based on the test results, a database was compiled, the results of an experimental study of the dynamic state of rotors and shaft lines were summarized. A comparison was made of the dynamic state of the rotors and transmissions, depending on the specified test conditions. Simultaneously with the tests, a methodology for correcting the mounting imbalances of shaft lines and their elements was developed and introduced. The regularities of influence of influencing factors are determined, recommendations on minimization of their influence on dynamically stable operation of shafting line are formulated. The dynamic state of the rotor is very insignificantly dependent on the misalignment of the axes of the shafting, but very significantly – on the magnitude of the residual mounting imbalance. The presence of residual mounting imbalance leads to an increased level of vibration not only in the area of the support to which the transmission or other shafting element is attached, but also in the area of the opposite support. The installation of the shafting line with correction of the mounting imbalances makes it possible to adapt to any conditions of testing and operation any quasi-rigid rotors.

Keywords: centrifugal compressor, shafting, rotor, vibration, imbalance, assembly, dynamic stability, experimental studies.

Добыча, транспортировка, переработка и продажа углеводородов являются значимой частью экономики современной России. Для поддержания стабильного экономического роста необходима бесперебойная работа газодобывающих, газотранспортных и газоперерабатывающих предприятий, что, в свою очередь, обеспечивается стабильной работой компрессорных станций (КС) и газоперекачивающих агрегатов (ГПА) различного назначения: линейных, дожимных, подземного хранения газа, нагнетательных для обратной закачки в пласт и для транспортировки по протяженным подводным участкам газопроводов [1–3].

Самой нагруженной частью газоперекачивающего агрегата является валопровод, состоящий из ротора привода (ГТУ), трансмиссии,

передающей крутящий момент, и ротора компрессора, сжимающего газ. В таких условиях валопровод следует рассматривать как упруго-деформированную систему. Долговременная и эффективная работа агрегата зависит от динамического состояния этой сложной составной системы [4–6]. При проектировании ГПА проводятся динамические расчеты отдельно роторов ГТУ, компрессора и трансмиссии, а также совместные расчеты валопровода агрегата проектировщиками турбины и нагнетателя [7–9]. Одним из важнейших результатов является определение критических скоростей вращения валопровода и «отстройка» критических частот от рабочей частоты вращения. Конструкция системы «силовая турбина – трансмиссия – ротор компрессора» должна обеспечивать отстройку критических скоростей вращения от рабочего диапазона не менее 25 % [10, 11].

Однако практика показала, что в большинстве динамических расчетов используют только проектную информацию и не учитывают реальных данных о физических свойствах материалов, изменений в конструкции при разработке конструкторской и технологической документации, действительных размерах, погрешностях изготовления и допущенных отступлениях, параметрах сборки и монтажа [12–14]. Влияние всех вышеперечисленных параметров можно оценить только при экспериментальных исследованиях валопроводов реальных агрегатов, например на испытательном стенде при предъявительских и прямо-сдаточных испытаниях [15–17].

Стенд приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) НПО «Искра» позволяет проводить экспериментальные исследования динамического состояния валопроводов, состоящих из мультипликатора, ротора центробежного компрессора и трансмиссии. Оборудование из состава стенда (электродвигатель и мультипликатор) имеет возможность проводить исследования на частоте вращения до 11 000 об/мин, системы обеспечения работы компрессора полностью повторяют системы ГПА на КС.

В ходе экспериментальных исследований динамического состояния валопроводов было проведено свыше 50 натурных циклов испытаний с пуском стенда. В состав собранных валопроводов были включены центробежные компрессоры мощностью 12 МВт с частотой вращения 4550–6825 об/мин. Эти компрессоры разработаны и изготовлены в НПО «Искра» для компрессорных станций газопроводов России.

Измерения вибрации проводились с помощью комплекта контрольно-измерительной аппаратуры, обеспечивающего измерения виброперемещений с использованием датчиков, конструкционно включенных в состав компрессора. Допустимость уровней виброскорости опор компрессоров контролировалась переносной измерительной аппаратурой. Величины радиальных биений установленных элементов валопроводов контролировались с использованием растровой системы и индикаторов часового типа с точностью измерения (ценой деления) 1 мкм.

По результатам испытаний была составлена база данных, обобщены результаты экспериментального исследования динамического состояния роторов и валопроводов. Было проведено сравнение динамического состояния роторов и трансмиссий в зависимости от заданных условий испытаний. Одновременно с испытаниями разработана и внедрена методика коррекции монтажных дисбалансов валопроводов и их элементов [18].

В данной статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований компрессора с масляными подшипниками, изготовленного и смонтированного по технологическому процессу с использованием адаптационных методов.

При проведении испытаний на стенде ПСИ решались следующие исследовательские задачи:

- испытания динамического состояния валопровода после проведения коррекции монтажных дисбалансов трансмиссии;
- испытания динамического состояния валопровода в пусковом режиме 1000–4550 об/мин;
- испытания динамического состояния валопровода в рабочем диапазоне 4550–6500 об/мин;
- испытания динамического состояния валопровода с превышением максимальной рабочей частоты на 5 % ($n = 6825$ об/мин);
- испытания динамического состояния валопровода при условии увеличения перекоса осей: вал ротора мультипликатора – вал трансмиссии – вал ротора компрессора при обеспеченном ступенчатом перекосе осей валов от 0 до 3 мрад в каждом соединении при изменении частот вращения от 1000 до 6825 об/мин.

Вибрация имеет достаточно сложную и разнообразную картину изменения, как в рабочем диапазоне частот, так и вне его. В ходе исследования были зарегистрированы уровни размаха виброперемеще-

ний ротора обеих опор по осям X и Y на фиксированных частотах, после чего была выполнена аппроксимация. Проведенное обобщение результатов испытаний позволило выявить явные закономерности.

При анализе результатов испытаний выяснено, что кривые 1–6 графика на рис. 1, описывающие изменение уровня вибрации по оси Y при изменении частоты вращения $n = 1000 \dots 6825$ об/мин, свидетельствуют о значительной зависимости уровня вибрации ротора от увеличения частоты вращения. При этом состояние трансмиссии в области передней опоры следует оценить как достаточно стабильное. Общее изменение вибрации, описанное этими кривыми графика, достигает 10 мкм, а суммарное значение – 20 мкм.

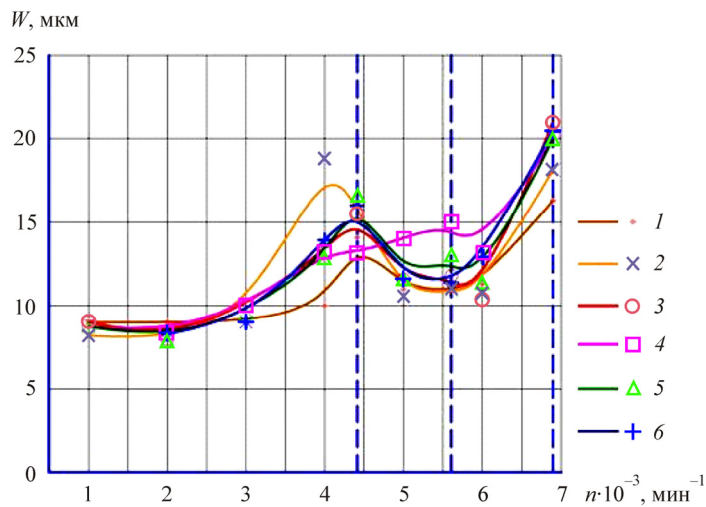


Рис. 1. График размаха виброперемещений передней опоры ротора по оси Y :
 1 – без перекоса; 2 – перекос 0,6 град; 3 – перекос 1,2 град; 4 – перекос 1,8 град; 5 – перекос 2,4 град; 6 – перекос 3 град

Характер кривой 1, описывающей изменение уровня вибрации опоры ротора, свидетельствует о выраженном повышении вибрации при входе в рабочий диапазон (4450 об/мин) с последующим снижением. При этом явно просматривается пиковая критическая частота. Общая величина вибрации невелика и не превышает 17 мкм. Кривая 2 характеризует изменения вибрации при перекосе валов в 0,6 град как явно выраженное пиковое повышение при подходе к рабочему диапазону. Последующее снижение до 12 мкм сменяется повышением

до 18 мкм на максимальной частоте вращения. Кривая 3 графика свидетельствует о появлении второго повышения величины виброперемещений на частоте 5600 об/мин при сохранении общего их уровня. Кривые 4–6 графика, по сути, образуют пучок со стабильно устойчивыми закономерностями изменения и величинами.

В целом приведенная диаграмма характеризует выраженный прирост вибрации на частотах около 4550 об/мин, устойчиво низкую вибрацию в середине рабочего диапазона с последующим повышением вибрации на максимальных рабочих частотах 6825 об/мин.

Анализ результатов испытаний позволил выявить, что кривые 1–6 графика на рис. 2, описывающие изменение уровня вибрации по оси X при изменении частоты вращения $n = 1000 \dots 6825$ об/мин, свидетельствуют о значительной зависимости уровня вибрации ротора от увеличения частоты и незначительной зависимости от величины перекоса осей валов. При этом состояние трансмиссии в области передней опоры следует оценить как динамически устойчивое и стабильное.

Общее изменение вибрации, описанное этими кривыми графика, достигает 14 мкм, а суммарное значение – 22 мкм.

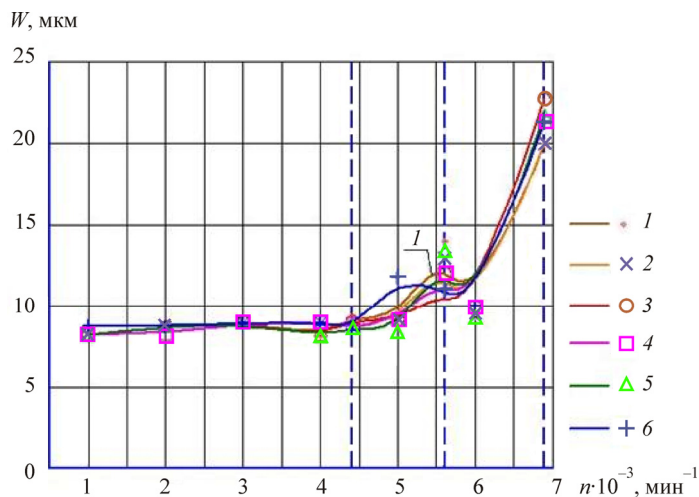


Рис. 2. График размаха виброперемещений передней опоры ротора по оси X :
 1 – без перекоса; 2 – перекос 0,6 град; 3 – перекос 1,2 град; 4 – перекос 1,8 град; 5 – перекос 2,4 град; 6 – перекос 3 град

Характер кривой 6 графика, описывающей изменение уровня вибрации опоры ротора с перекосом осей валов в 3 град, свидетельст-

ует о выраженном повышении вибрации на частоте между 4550 и 5600 об/мин с последующим частным снижением и стабильным повышением к концу рабочего диапазона. Кривые 2–6 имеют выраженное повышение уровня вибрации вблизи частоты 5600 об/мин без значительного превышения общего фона по величине виброперемещений.

За исключением проявившихся особенностей все шесть кривых, по сути, образуют пучок со стабильно устойчивыми закономерностями изменения и величинами. В целом приведенная диаграмма характеризует выраженный прирост вибрации на частотах около 4550–5600 об/мин, устойчиво низкую вибрацию в середине рабочего диапазона с последующим повышением вибрации на максимальных рабочих частотах 6825 об/мин. Динамическое состояние ротора следует считать устойчивым при явно выраженном дисбалансирующем влиянии установленной трансмиссии.

При анализе динамического состояния ротора, проведенного исходя из полученных результатов измерения вибрации задней опоры вала (рис. 3), выявлены устойчивые закономерности. Анализировались кривые графика, описывающие изменение уровня вибрации по оси Y при изменении частоты вращения $n = 1000 \dots 6825$ об/мин.

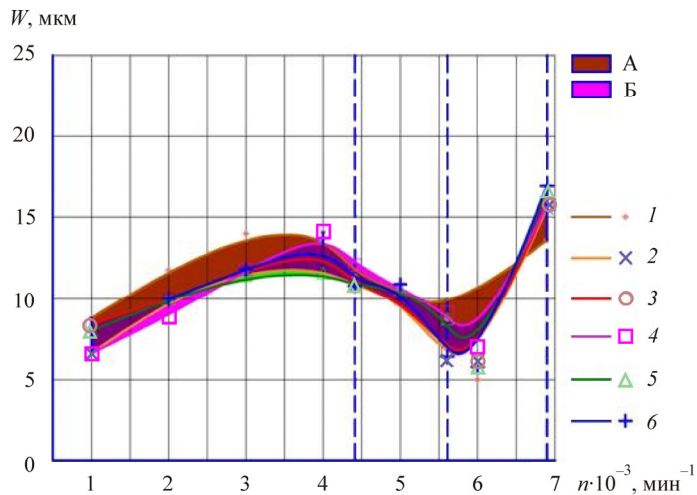


Рис. 3. График размаха виброперемещений задней опоры ротора по оси Y :
 1 – без перекаса; 2 – перекас 0,6 град; 3 – перекас 1,2 град;
 4 – перекас 1,8 град; 5 – перекас 2,4 град; 6 – перекас 3 град

В частности, определено, что кривая 1, описывающая изменение уровня вибрации опоры вала, установленного без перекоса осей валов трансмиссии, свидетельствует о некотором превышении фона виброперемещений в середине пускового режима, в середине рабочего диапазона и снижении вибрации на максимальной частоте вращения. Анализ результатов испытаний позволил выявить, что кривые 2–6 графика свидетельствуют о незначительной зависимости уровня вибрации ротора от увеличения частоты и величины перекоса осей валов. Все изменения связаны с местным повышением вибрации в середине пускового режима и местным снижением – в середине рабочего.

При этом состояние ротора в области задней опоры вала следует оценить как динамически устойчивое и стабильное. Общее изменение вибрации, описанное этими кривыми графика, достигает 11 мкм, а суммарное значение – 17 мкм. За исключением описанных особенностей все шесть кривых, по сути, образуют пучок со стабильно устойчивыми закономерностями изменения и величинами; А – зона отклонений, Б – зона устойчивого жгута.

В целом приведенная диаграмма характеризует выраженный прирост вибрации на частотах около 3500 об/мин, устойчиво низкую вибрацию в середине рабочего диапазона с последующим повышением вибрации на максимальных рабочих частотах 6825 об/мин. Динамическое состояние ротора следует считать устойчивым.

При анализе динамического состояния ротора в области задней опоры по оси X и изменении частоты вращения $n = 1000 \dots 6825$ об/мин исследовались кривые графика на рис. 4, описывающие изменение уровня вибрации.

В частности, определено, что кривая 1, описывающая изменение уровня вибрации опоры вала, установленного без перекоса с осями валов трансмиссии, свидетельствует о некотором превышении фона виброперемещений в середине пускового режима. Кривая 3 свидетельствует о некотором снижении вибрации во второй половине рабочего диапазона. Анализ результатов испытаний позволил выявить, что кривые 2, 4, 5, 6 графика характеризуют зависимость уровня вибрации ротора от увеличения частоты и величины перекоса осей валов как незначительную. Все изменения связаны с местным повышением вибрации в конце пускового режима и местным снижением – в середине рабочего.

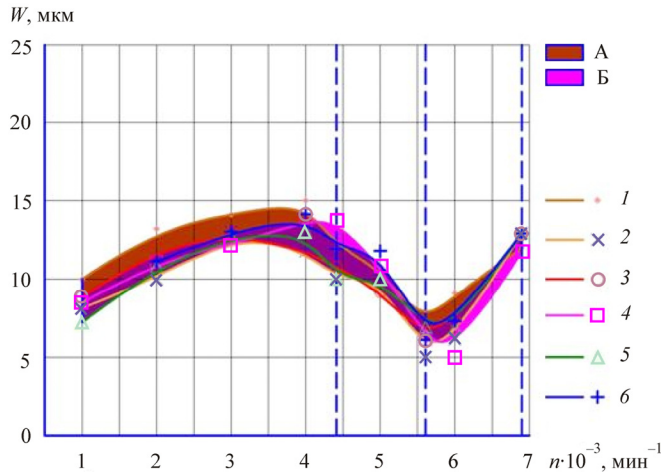


Рис. 4. График размаха виброперемещений задней опоры ротора по оси X:
 1 – без перекоса; 2 – перекос 0,6 град; 3 – перекос 1,2 град;
 4 – перекос 1,8 град; 5 – перекос 2,4 град; 6 – перекос 3 град

При этом состояние ротора в области задней опоры вала следует оценить как динамически устойчивое и стабильное. Общее изменение вибрации, описанное этими кривыми графика, достигает 7 мкм, а суммарное значение – 14 мкм. За исключением описанных особенностей, все шесть кривых, по сути, образуют пучок со стабильно устойчивыми закономерностями изменения и величинами; А – зона отклонений, Б – зона устойчивого жгута.

В целом приведенная диаграмма характеризует выраженный прирост вибрации на частотах около 3500 об/мин, устойчиво низкую вибрацию в середине рабочего диапазона с последующим повышением вибрации на максимальных рабочих частотах 6825 об/мин. Динамическое состояние ротора следует считать полностью устойчивым.

На рис. 5 описано изменение уровня вибрации опор ротора компрессора по осям Y и X в зависимости от перекоса осей ротора и привода.

Кривая 1 графика описывает изменение уровня вибрации на частоте вращения $n = 4550$ об/мин, соответствующей входу в рабочий диапазон. Характер кривой 2 графика, описывающей изменение уровня вибрации на частоте $n = 5000$ об/мин, свидетельствует о их практической идентичности с кривой 1. Кривая 3 графика описывает изменения уровня вибрации на частоте 5600 об/мин и характеризует повышение уровня вибрации по передней опоре и снижение по задней. Кривая 4

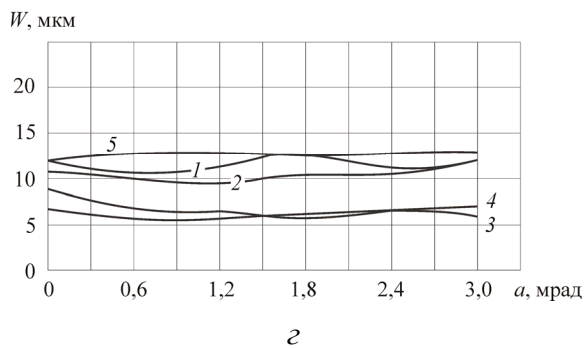
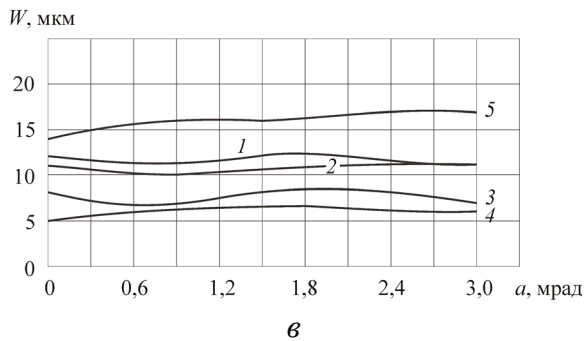
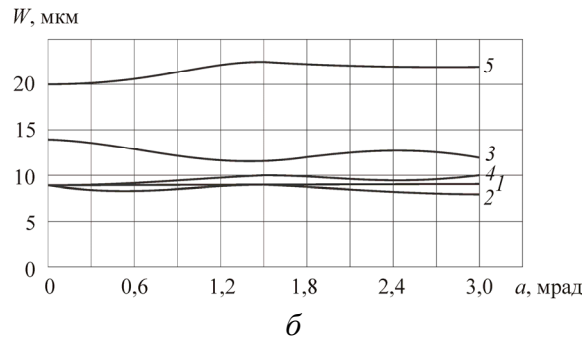
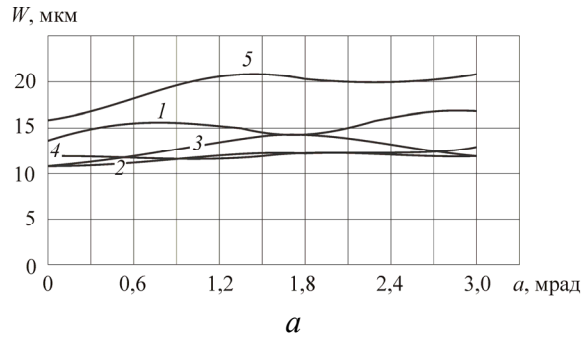


Рис. 5. График размаха виброперемещений ротора: $a, б$ – передней по осям Y и X ; $в, з$ – задней по осям Y и X ; при частоте вращения: 1 – 4550 об/мин; 2 – 5000 об/мин; 3 – 5600 об/мин; 4 – 6000 об/мин; 5 – 6825 об/мин

графика описывает изменения уровня вибрации на частоте 6000 об/мин. Кривая 5 графика, соответствующая уровню вибрации на частоте $n = 6825$ об/мин, характеризует уровень вибраций как стабильно повышенный.

При этом имеются существенные отличия, характеризующие степень нагружения опор ротора. Явное превышение вибрации (кривые 4, а, б) над общим фоном на предельных частотах 6825 об/мин свидетельствует том, что передняя опора более нагружена установкой трансмиссии с неполной коррекцией монтажных дисбалансов вала. Превышение вибрации более выражено по оси Y . При этом перекося осей был организован по оси X , что свидетельствует об усилении вторичного воздействия дисбалансов, обусловленных динамическими изгибами.

На каждой опоре и в каждом направлении часть кривых объединяется в довольно компактные пучки, что свидетельствует о достаточной стабильности динамического состояния ротора на рабочих частотах 4550–6500 об/мин. Явно выражено превышение над общим фоном вибрации на частоте $n = 6825$ об/мин, превосходящей максимальную рабочую частоту на 5 %.

Таким образом, проведение проверки валопроводов, состоящих из предварительно сбалансированных роторов с послемонтажной коррекцией дисбалансов на стенде приемо-сдаточных испытаний, позволяет дать развернутую оценку их динамического состояния.

Динамическая балансировка гибких роторов с использованием четырех и более плоскостей коррекции в соответствии с теоремой Ден-Гартога обеспечивает высокую динамическую устойчивость валопроводов во всем диапазоне работы и при любых эксплуатационных условиях.

Моделирование перекося осей роторов и многократность испытаний позволяют полно описать динамическое состояние валопровода и прогнозировать уровни эксплуатационной вибрации.

Резерв динамической устойчивости, обеспеченный корректной балансировкой, позволяет валопроводу сохранять работоспособность при восьмикратном превышении перекося осей роторов.

Создание сложной обстановки с применением деформации упругих соединительных элементов позволило подтвердить заданную динамическую устойчивость валопроводов в целом.

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Динамическое состояние ротора очень несущественно зависит от перекоса осей валопровода, но очень существенно – от величины остаточного монтажного дисбаланса.

2. Наличие остаточного монтажного дисбаланса приводит к повышенному уровню вибрации не только в области опоры, к которой присоединена трансмиссия или другой элемент валопровода, но и в области противоположной опоры.

3. Монтаж валопровода с коррекцией монтажных дисбалансов позволяет адаптировать к условиям испытаний и эксплуатации любые квазижесткие роторы.

Список литературы

1. Глейзер А.И. Вероятностные методы решения конструкторско-технологических задач снижения вибраций роторных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Самара, 1996. – 34 с.

2. Глейзер А.И., Корнеев Н.В. Дисбаланс и балансировка роторных систем. – Тольятти, 2004. – 240 с.

3. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units // AIP Conference Proceedings. – 2016. – Vol. 1770. – P. 030113-1-030113-5.

4. Ковалев А.Ю. Экспериментальное исследование эффективности метода компенсационной сборки высокоскоростных роторов с магнитными подшипниками // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – № 4. – С. 26–30.

5. Bishop R.E.D., Parkinson A.G. On the use of balancing machines for flexible rotors // Transactions of the ASME. Vol. 94. Series B. – 1972. – № 2. – P. 66–84.

6. Meldal A. Auswuchten elastischer Rotoren // ZAMM, Bd. – 1954. – Vol. 34, № 8/9.

7. Базров Б.М., Таратынов О.В., Клепиков В.В. Технология сборки машин / под общ. ред. Б.М. Базрова. – М.: Спектр, 2011. – 368 с.

8. О нормировании качества балансировки гибких роторов / Е.В. Урьев, А.В. Кистойчев, Е.Ю. Дегтярева, М.М. Львов, М.А. Биялт, А.В. Швацкий, А.М. Деминов // Тяжелое машиностроение. – 2016. – № 11–12. – С. 9–18.

9. Безъязычный В.Ф. Метод подobia в технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 2012. – 320 с.

10. Patterson S.R., Magrabt E.B. Design and Testing of a fast tool servo for diamond turning // Precision Engineering. – 1985. – Vol. 7, № 3. – P. 248–256.

11. Непомилуев В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Рыбинск, 2000. – 44 с.

12. Корнеев Н.В. Метод и устройство вибростабилизационной обработки для снижения эксплуатационного дисбаланса гибких роторных систем // Известия Самар. науч. центра РАН. – 2007. – Т. 9. – С. 707–711.

13. Yim K.B., Yim J.T. Dynamic stability of a rotor with shear-flexible shaft under axial loads // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2013. – Vol. 27, № 2. – P. 359–366. DOI: 10.1007/s12206-013-0102-2

14. Dynamic stability of shaft interconnected through joint / A.M. Wahab, Z.A. Rasid, N.F. Mohd Rudin, A. Abu // *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. – 2015. – Vol. 10, № 2. – P. 6310–6318.

15. Loewy R.G., Piarulli V.J. Dynamics of rotating shafts / The Shock and Vibration Information Center. United States Department of Defense. – New York, 1969. – 124 p.

16. Marshall D.F., Sorokes J.M. A review of aerodynamically induced forces acting on centrifugal compressors, and results vibration characteristics of rotors // *Proceedings of 29th Turbomachinery Symposium*. – Texas, 2000. – P. 263–280.

17. Shaaban Abdallah. Recent advances in multiple-stage centrifugal compressors // *Global Journal of Technology & Optimization*. – 2013. – Vol. 4, № 1. – P. 27–35. DOI: 10.4172/2229-8711.1000e104

18. Ковалев А.Ю. Технологическое обеспечение уравновешенности высокоскоростных роторов с магнитными подшипниками на основе компенсационного метода сборки: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Рыбинск, 2013. – 16 с.

References

1. Gleizer A.I. Veroiatnostnye metody resheniia konstruktorsko-tekhnologicheskikh zadach snizheniia vibratsii rotornykh mashin [Probabilistic methods of the solution of design-technology problems of decrease in vibrations of rotor cars]. Doctor's degree dissertation. Samara, 1996, 34 p.

2. Gleizer A.I., Korneev N.V. Disbalans i balansirovka rotornykh system [Imbalance and balancing of rotor systems]. Tol'iatti, 2004, 240 p.

3. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1770, pp. 030113-1-030113-5.

4. Kovalev A.Iu. Eksperimental'noe issledovanie effektivnosti metoda kompensatsionnoi sborki vysokoskorostnykh rotorov s magnitnymi podshipnikami [Pilot study of efficiency of a method of compensation assembly of high-speed rotors with magnetic bearings]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika*, 2013, no. 4, pp. 26–30.

5. Bishop R.E.D., Parkinson A.G. On the use of balancing machines for flexible rotors. *Transactions of the ASME*, vol. 94, series B, 1972, no. 2, pp. 66–84.

6. Meldal A. Auswuchten elastischer Rotoren. *ZAMM, BD.*, 1954, vol. 34, no. 8/9.

7. Bazrov B.M., Taratynov O.V., Klepikov V.V. Tekhnologiia sborki mashin [Technology of assembly of cars]. Ed. B.M. Bazrova. Moscow, Spektr, 2011, 368 p.

8. Ur'ev E.V., Kistoichev A.V., Degtiareva E.Iu., L'vov M.M., Biialt M.A., Shvatskii A.V., Deminov A.M. O normirovanii kachestva balansirovki gibkikh rotorov [About rationing of quality of balancing of flexible rotors]. *Tiazheloe mashinostroenie*, 2016, no. 11–12, pp. 9–18.

9. Bez"iazychnyi V.F. Metod podobiiia v tekhnologii mashinostroeniia [Similarity method in technology of mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie, 2012, 320 p.

10. Patterson S.R., Magrabi E.B. Design and Testing of a fast tool servo for diamond turning. *Precision Engineering*, 1985, vol. 7, no. 3, pp. 248–256.

11. Nepomiluev V.V. Razrabotka tekhnologicheskikh osnov obespecheniia kachestva sborki vysokotochnykh uzlov gazoturbinnnykh dvigatelei [Development of technological bases of ensuring quality of assembly of high-precision knots of gas-turbine engines]. Doctor's degree dissertation. Rybinsk, 2000, 44 p.

12. Korneev N.V. Metod i ustroistvo vibrostabilizatsionnoi obrabotki dlia snizheniia ekspluatatsionnogo disbalansa gibkikh rotornykh sistem [Method and the device of vibro-stabilization processing for decrease in an operational imbalance of flexible rotor systems]. *Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*, 2007, vol. 9, pp. 707–711.

13. Yim K.B., Yim J.T. Dynamic stability of a rotor with shear-flexible shaft under axial loads. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, vol. 27, no. 2, pp. 359–366. DOI: 10.1007/s12206-013-0102-2

14. Wahab A.M., Rasid Z.A., Mohd Rudin N.F., Abu A. Dynamic stability of shaft interconnected through joint. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2015, vol. 10, no. 2, pp. 6310–6318.

15. Loewy R.G., Piarulli V.J. Dynamics of rotating shafts. *The Shock and Vibration Information Center. United States Department of Defense*. New York, 1969, 124 p.

16. Marshall D.F., Sorokes J.M. A review of aerodynamically induced forces acting on centrifugal compressors, and results vibration characteristics of rotors. *Proceedings of 29th Turbomachinery Symposium*. Texas, 2000, pp. 263–280.

17. Shaaban Abdallah. Recent advances in multiple-stage centrifugal compressors. *Global Journal of Technology & Optimization*, 2013, vol. 4, no. 1, pp. 27–35. DOI: 10.4172/2229-8711.1000e104

18. Kovalev A.Iu. Tekhnologicheskoe obespechenie uravnovesennosti vysokoskorostnykh rotorov s magnitnymi podshipnikami na osnove kompensatsionnogo metoda sborki [Technological support of steadiness of high-speed rotors with magnetic bearings on the basis of a compensation method of assembly]. Ph.D. thesis. Rybinsk, 2013, 16 p.

Получено 30.10.17

Об авторах

Белобородов Сергей Михайлович (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры инновационных технологий машиностроения Пермского национального исследовательского политехнического университета, заместитель начальника отдела ПАО НПО «Искра»; e-mail: beloborodoff2011@yandex.ru, bsm723@iskra.perm.ru.

Цимберов Дмитрий Михайлович (Пермь, Россия) – кандидат военных наук, начальник кафедры эксплуатации автобронетанковой техники Пермского военного института федеральной службы войск национальной гвардии Российской Федерации; e-mail: katana6@narod.ru.

Цельмер Марк Леонидович (Пермь, Россия) – аспирант кафедры инновационных технологий машиностроения Пермского национального исследовательского политехнического университета, руководитель группы ПАО НПО «Искра»; e-mail: tselmerm@gmail.com, cml723@iskra.perm.ru.

About the authors

Sergei M. Beloborodov (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Innovative Technology of Machine Building, Perm National Research Polytechnic University, Deputy Department Head, PSC Research and Production Association “Iskra”; e-mail: beloborodoff2011@yandex.ru, bsm723@iskra.perm.ru.

Dmitry M. Tsimberov (Perm, Russian Federation) – Ph. D. in Military Sciences, Head of Department of Operation of Armored Technique, Perm Military Institute of National Guard, Ministry of Interior of the Russian Federation; e-mail: katana6@narod.ru.

Mark L. Tselmer (Perm, Russian Federation) – Postgraduate Student, Department of Innovative Technology of Machine Building, Perm National Research Polytechnic University, Team Manager, PSC Research and Production Association “Iskra”; e-mail: tselmerm@gmail.com, cml723@iskra.perm.ru.