

ВИБРОМЕТРИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

VIBRATION ANALYSIS OF DIESEL TURBOCHARGER FOR AGRICULTURAL USE

Р.В. КАМИНСКИЙ, к.т.н.
И.В. КОВАЛЬЦОВ
Е.А. КОСТЮКОВ
С.В. СИБИРЯКОВ
А.С. ФИЛИПPOB

АО «НПО «Турботехника», Протвино, Московская обл.,
 Россия, asf_inbox.ru

R.V. KAMINSKY, PhD in Engineering
I.V. KOVALTISOV
E.A. KOSTYUKOV
S.V. SIBIRYAKOV
A.S. FILIPPOV

JSC Scientific-Production Association Turbotekhnika, Protvino,
 Moscow Region, Russia, asf_inbox.ru

Экологические, эффективные и экономические требования к дизельным двигателям непрерывно ужесточаются, что вызывает необходимость их модернизации. Повышение степени форсировки дизеля – один из вариантов достижения соответствия новым стандартам. Однако это приводит к увеличению нагрузки на различные узлы и компоненты дизеля. Турбокомпрессор как один из важнейших агрегатов двигателя подвергается высокой вибрационной нагрузке ввиду большой частоты вращения ротора. Из практики завода-изготовителя известно, что это становится одной из наиболее распространенных причин отказа в работе турбокомпрессоров. Поэтому оценка вибронегруженности подшипников скольжения в современных агрегатах турбонаддува требует тщательного исследования, что и стало целью данной работы. Для проведения измерений вибрационных явлений в турбокомпрессоре использовался трехосевой вибропреобразователь AP81, установленный на турбокомпрессор таким образом, чтобы оси датчика совпадали с осями турбокомпрессора. Это необходимо для определения не только величин вибраций, но и их направлений. По измеренным величинам виброускорений можно сделать вывод о технической исправности турбокомпрессора, спрогнозировать возможный отказ и, следовательно, принять решение о необходимом комплексе мероприятий или внесении изменений в конструкторскую документацию (КД) в случае обнаружения существенных отклонений.

Исследования проводились в два этапа: на специализированном балансировочном станке и на газодинамическом безмоторном стенде. В ходе проведения испытаний были выявлены гармонические и негармонические составляющие, резонансы, связанные с ростом числа оборотов ротора. Измерены величины виброускорения вдоль оси ротора турбокомпрессора, перпендикулярно оси ротора в горизонтальной плоскости, перпендикулярно оси ротора в вертикальной плоскости. По результатам экспериментальных данных сделаны выводы, позволяющие отметить следующее: для снижения вибрационных нагрузок на ходовую часть турбокомпрессора необходимо проектировать компрессорную ступень таким образом, чтобы на всех режимах работы двигателя имелся существенный запас до границы помпажа; радиальная нагрузка существенно выше осевой, поэтому радиальный подшипник должен иметь существенный запас прочности для повышения надежности и безотказности турбокомпрессора.

Ключевые слова: виброизмерения, амплитуда виброускорения, турбокомпрессор, газодинамический стенд, балансировочный станок.

Environmental, efficiency and economic requirements for diesel engines are being constantly toughened, thus requiring engine modernization. Increasing the degree of diesel boosting is one of the ways to meet these requirements. However, this leads to an increase of the load on various parts and components of the diesel engine. The turbocharger, as one of the most important engine units, undergoes a high vibration load due to the high rotor speed. As it is known from the practice of the manufacturer, this is one of the most common causes of failure of turbochargers. So the evaluation of the vibration load of the plain bearings in modern turbo-charging units requires careful research, which is the purpose of this work. To measure vibrations in the turbocharger, there was used a three-axis vibration transducer AR81, which was mounted on the turbocharger in such a way that the sensor axes coincided with the axes of the turbocharger. This is necessary to determine both the magnitude of the vibrations, and their direction. According to the measured values of vibration acceleration, it can be concluded that the turbocharger is technically in order, predicted a possible failure and, consequently, taken a decision on the required set of measures or make changes to the design documentation in the case of significant deviations. The study was undertaken in two stages: on a specialized balancing machine and on a gas-dynamic non-motorized bench. During the tests there were detected harmonic and non-harmonic components, resonances associated with an increase in the rotor speed. The values of vibration acceleration along the rotor axis of the turbocharger have been measured, perpendicular to the rotor axis in the horizontal plane, perpendicular to the rotor axis in the vertical plane. According to the results of the experimental data, there have been drawn the conclusions that allow to note the following: to reduce the vibrational loads on the running part of the turbocharger, it is necessary to design the compressor stage in such a way that in all modes of engine operation there would be a substantial margin up to the surging limit; the radial load is significantly higher than the axial load, so the radial bearing must have a significant margin of safety to increase the reliability of the turbocharger.

Keywords: vibration measurements, amplitude of vibration acceleration, turbocharger, gas dynamic bench, balancing machine.

Введение

Задача производителя турбокомпрессоров – обеспечить не только требуемые параметры наддува двигателя, но и долговечность агрегата, соизмеримую с ресурсом двигателя. Современные дизели имеют высокую степень форсировки, что требует от системы наддува соответствия жестким стандартам эффективности. Растет давление наддува, что неизбежно приводит к увеличению частоты вращения ротора.

Современные агрегаты наддува в силу своей конструкции подвержены высоким динамическим нагрузкам, что сильно влияет на срок службы подшипникового узла турбокомпрессора [1]. Поэтому крайне необходимо контролировать качество продукции с точки зрения виброметрирования.

АО «НПО «Турботехника» обладает обширным опытом проектирования и производства турбокомпрессоров для автотракторной промышленности, располагает необходимой производственной, метрологической и исследовательской базой [2]. Изучение накопленной предприятием статистических данных о причинах отказов турбокомпрессоров позволяет констатировать острую потребность в контроле виброактивности производимых турбокомпрессоров, поскольку это напрямую влияет на их долговечность.

В комплексе мероприятий по контролю уровня виброускорения вращающихся деталей входят: балансировка колеса компрессора и ротора по отдельности, испытания картриджа в сборе на специализированном балансировочном станке, контроль уровня виброускорения при безмоторных испытаниях на газодинамическом стенде.

Безмоторные испытания – неотъемлемая часть производства турбокомпрессоров. Они необходимы для получения характеристик, контроля и исследования процессов, сопровождающих работу ТКР. Сложная измерительная система, состоящая из современных высокоточных датчиков и приборов, позволяет наблюдать и фиксировать параметры виброускорения испытываемых турбокомпрессоров [3].

Перед установкой турбокомпрессора на стенд безмоторных испытаний каждый картридж (корпус подшипников в сборе) динамически балансируется на станке SCHENCK (Германия). Данный станок позволяет опреде-

лить амплитуду виброускорения с целью сравнения его с КД. Однако необходимо проводить виброанализ турбокомпрессора в сборе во время испытаний на безмоторном стенде.

Цели и задачи исследования

Работа проводится в целях оценки виброактивности тубокомпрессора при испытаниях на балансировочном станке и во время безмоторных испытаний, а также исследования направления (относительно системы координат XYZ) влияния вибрационных явлений (необходимо для оценки величины нагрузки, которую испытывает каждый из подшипников).

Для достижения этих целей необходимо решить следующие задачи:

- оборудовать объект исследования вибропреобразователем для контроля величины вибрации, расположить одну из осей измерений прибора вдоль оси турбокомпрессора, остальные – перпендикулярно ей;
- выполнить испытания картриджа турбокомпрессора на балансировочном станке SCHENCK и турбокомпрессора на безмоторном стенде;
- проанализировать полученные данные и сделать выводы.

Объект исследования

В рамках технического задания на разработку системы наддува трехцилиндрового дизеля сельскохозяйственного назначения разработан новый турбокомпрессор типоразмера ТКР 50 [4].

Картридж исследуемого турбокомпрессора спроектирован по классической для турбокомпрессоров автотракторного применения схеме и имеет в своем составе два подшипника скольжения. Один из них – упорный подшипник, который воспринимает осевую нагрузку при перемещении ротора вдоль оси турбокомпрессора. Он представляет собой плоскую невращающуюся шайбу с рабочими поверхностями на обеих сторонах и масляными каналами. Второй – радиальный подшипник, который снижает вынужденные колебания ротора в сборе с колесом и деталями навески, вызванные неуравновешенностью вращающихся деталей. В турбокомпрессоре ТКР 50 применена плавающая невращающаяся моноштулка. В качестве ограничителя вращения используется осевой фиксатор.

Методика исследования

Для измерения вибраций ТКР использован трехосевой вибропреобразователь AP81 производства ООО «ГлобалТест», г. Саров, Российская Федерация. Основные технические характеристики представлены в табл. 1.

Установка вибропреобразователя на турбокомпрессоре представлена на рис. 1. Датчик закреплен клеем типа «Супер-Момент» на предварительно отшлифованной площадке торца фланца слива масла корпуса подшипников ТКР (рис. 2).

Оси вибропреобразователя сориентированы следующим образом:

X – вдоль оси ротора ТКР;

Y – перпендикулярно оси ротора в вертикальной плоскости;

Z – перпендикулярно оси ротора в горизонтальной плоскости.

Для исследований отобран турбокомпрессор серийного производства, прошедший проверку качества сборки по результатам:

– микрометража осевого и радиального перемещения ротора;

– проверки соответствия величин остаточного дисбаланса и максимальной амплитуды виброускорений картриджа на балансировочном станке SCHENCK;

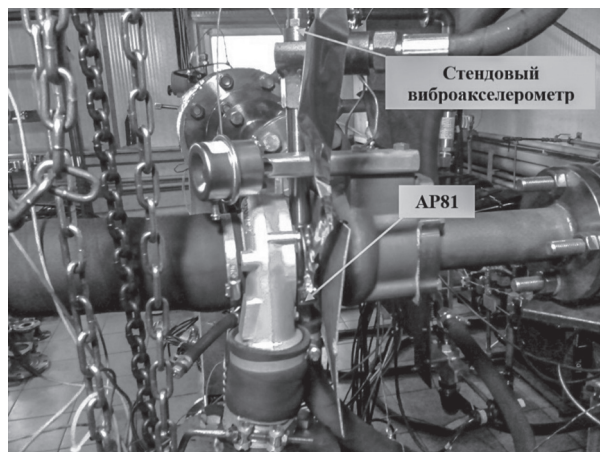


Рис. 1. Установка вибропреобразователя AP81 и стендового виброакселерометра на турбокомпрессоре

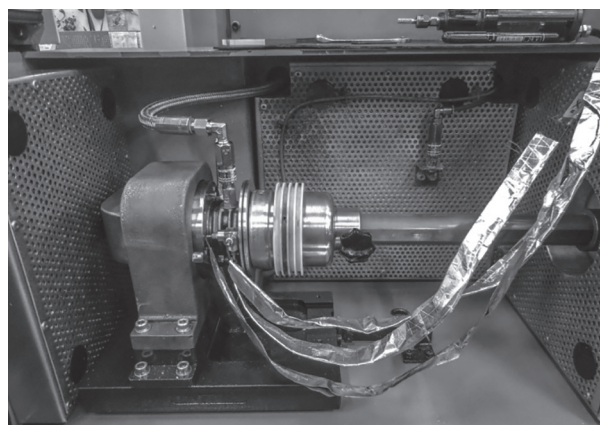


Рис. 2. Картридж турбокомпрессора ТКР 50 с вибропреобразователем AP81 на балансировочном станке SCHENCK

Таблица 1

Технические характеристики трехосевого вибропреобразователя AP81

Параметры	Значения
Осевая чувствительность ($\pm 20\%$), пКл/г	10
Относительная поперечная чувствительность, %	< 5
Амплитудный диапазон, г	$\pm 2\ 000$
Максимальный удар (пиковое значение), г	$\pm 5\ 000$
Рабочий диапазон температур, °С	-60...+ 150
Частотный диапазон (неравномерность ± 1 дБ), Гц	0,5...10000
Собственная частота в закреплённом состоянии, кГц	> 35
Деформационная чувствительность, г·м/мкм	< 0,02
Электрическая ёмкость, пФ	900...1 200
Сопrotивление изоляции в нормальных условиях, Мом	> 10 000
Пьезоэлектрический материал	ЦТС19
Конструкция	сдвиг
Изоляция основания	нет
Длина встроенного кабеля, м	2
Материал корпуса	титан (н/сталь)
Масса (без кабеля и соединителя), г	21

– проверки соответствия газодинамических характеристик в контрольной точке при «горячих» испытаниях на безмоторном стенде.

Турбокомпрессор соответствует требованиям КД и принят ОТК.

Измерения проведены в 2 этапа.

Этап № 1. Измерения на балансировочном станке SCHENCK

Картридж был установлен на рабочем столе станка, предварительно поверенного балансировочными грузами. Раскрутка ротора производилась струей сжатого воздуха, подаваемой на входные кромки рабочего колеса турбины ТКР через отверстие в специальном адаптере. Нагрузка на рабочее колесо компрессора отсутствует.

Задаваемые параметры режима работы ТКР представлены в табл. 2.

Параллельно с записью параметров вибраций вибропреобразователем AP81 фиксировались данные стендового измерителя.

Этап № 2. Измерения при «горячих» испытаниях на безмоторном стенде

Проводились измерения при частотах вращения ротора 106103...194523 об/мин, соответствующих окружным скоростям на колесе компрессора 300...550 м/с, с шагом 50 м/с. Причем окружная скорость 550 м/с задана как предельно допустимая по прочности рабочего колеса компрессора под центробежной нагрузкой. При одинаковой частоте вращения ротора измерения проводились вблизи границы помпажа («левая граница») и вблизи запорной границы («правая граница») характеристики компрессора (рис. 3). В этих точках отличаются значения расхода и степени повышения давления воздуха в компрессоре, а также, по расчетным данным, осевая нагрузка на ротор от газодинамических сил. При приближении к границе помпажа осевая нагрузка растет.

Фактические режимы работы турбокомпрессора в ходе измерений определяются точками на расходной характеристике компрессора ТКР (рис. 3).

Температура газа на входе в турбину 650 ± 100 °С.

Температура масла на входе в ТКР 75...860 °С.

Давление подачи масла 434...437 кПа.

На каждом режиме в базе данных стенда регистрировались газодинамические параметры компрессора и турбины, а также температура масла на выходе из ТКР и расход масла через ТКР.

Частота опроса виброакселерометра по каждой оси 25600 Гц.

Шаг расчета спектров 6,25 Гц.

Результаты исследования

Этап № 1. Измерения на балансировочном станке SCHENCK

В ходе испытаний исследовались общие уровни и соответствующие им спектры виброускорений турбокомпрессора на балансировочном станке SCHENCK при частотах вращения ротора 52500, 70125, 89250, 109125, 130875 об/мин. На рис. 4 представлены графики уровней и спектров виброускорений при частоте вращения 130875 об/мин. Характер графиков уровней и спектров виброускорений при меньших частотах вращения принципиально не отличается, отличаются значения.

В качестве главных гармонических составляющих в спектрах следует выделить оборотную частоту и частоту, равную 10-оборотным. Последняя однозначно идентифицируется как обусловленная газодинамическими реакциями в рабочем колесе турбины, которое имеет 10 лопаток.

С ростом частоты вращения проявляются также резонансы на частотах, кратных 2, 3 и 4-оборотной частоте. В области от 0,5 до однооборотной частоты также растет амплитуда составляющей, обусловленной главной гармоникой изгибающих колебаний ротора или его прецессией в подшипниках.

Кроме этих составляющих, в спектрах присутствуют другие гармонические и негармонические составляющие. Последние специалисты относят к колебаниям, обусловленным

Таблица 2

Параметры режима работы ТКР на станке SCHENCK

Параметры	Значения
Частота вращения ротора	50000...130000 об/мин с шагом ~ 20000 об/мин
Температура масла на входе в корпус подшипников	70...80 °С
Давление масла на входе	0,4 МПа

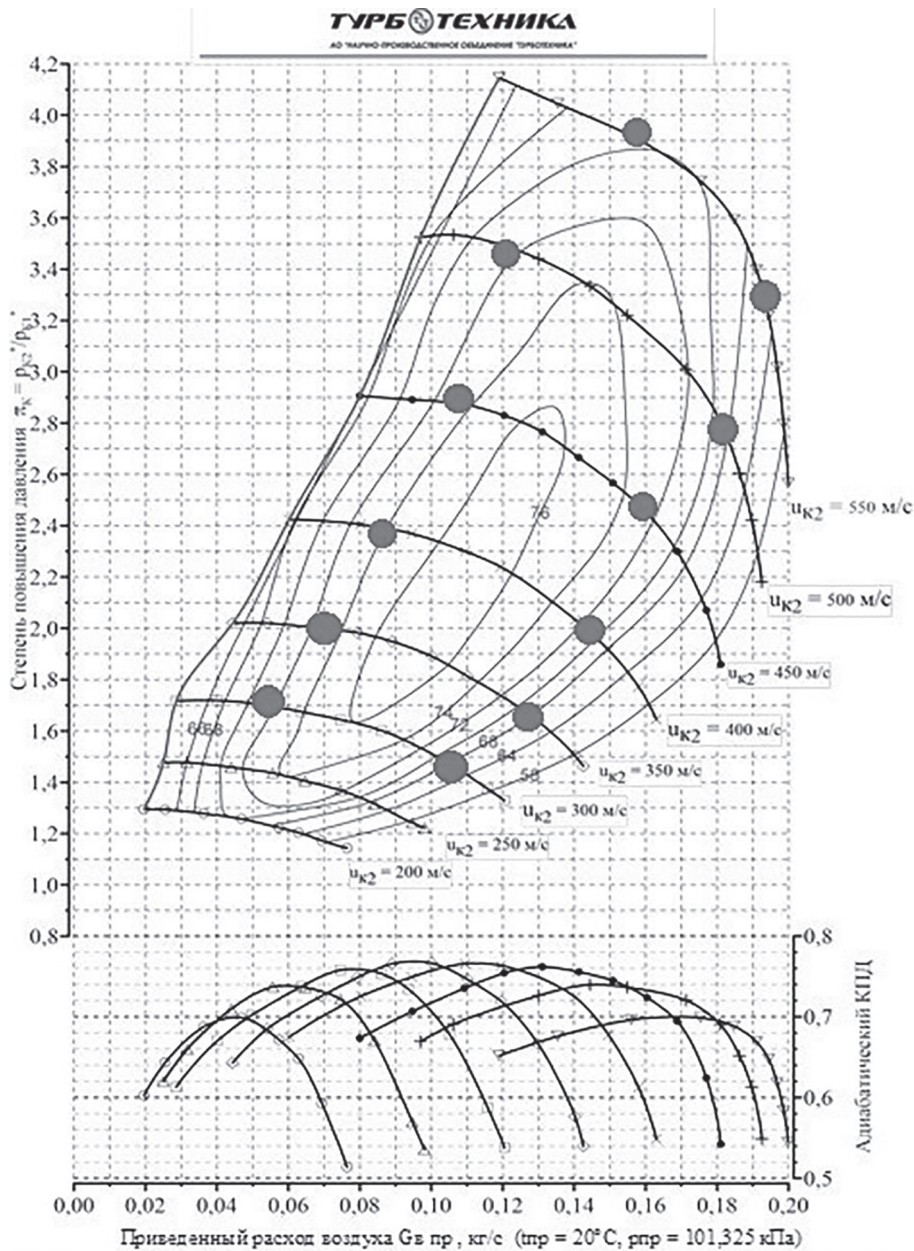


Рис. 3. Характеристика компрессора ТКР 50 с точками проведения измерений

процессами в парах трения [5]. Амплитуда спектральных составляющих и интенсивность колебаний в осевом направлении (ось X) оказалась не меньше, а чаще больше, чем в радиальном направлении.

Интенсивность колебаний ТКР в радиальном направлении выше в вертикальной плоскости, что обусловлено конструкцией платформы для крепления ТКР на SCHENCK.

На рис. 5 представлены графики средних и среднеквадратичных значений амплитуд виброускорений.

Также можно отметить, что в целом интенсивность колебаний в осевом направлении выше, чем в радиальных (кроме режима

198 м/с), и растет быстрее с ростом частоты вращения.

Для оценки достоверности измерений на рис. 6 приведены результаты измерений среднеквадратичной амплитуды виброускорений стендовым акселерометром SCHENCK (в вертикальной плоскости). Характер зависимости и измеренные значения близки с результатами измерений AP81.

Этап № 2. Измерения при «горячих» испытаниях на безмоторном стенде

На рис. 7 представлены графики общих уровней виброускорений на режиме, соответствующем максимально допустимой окружной

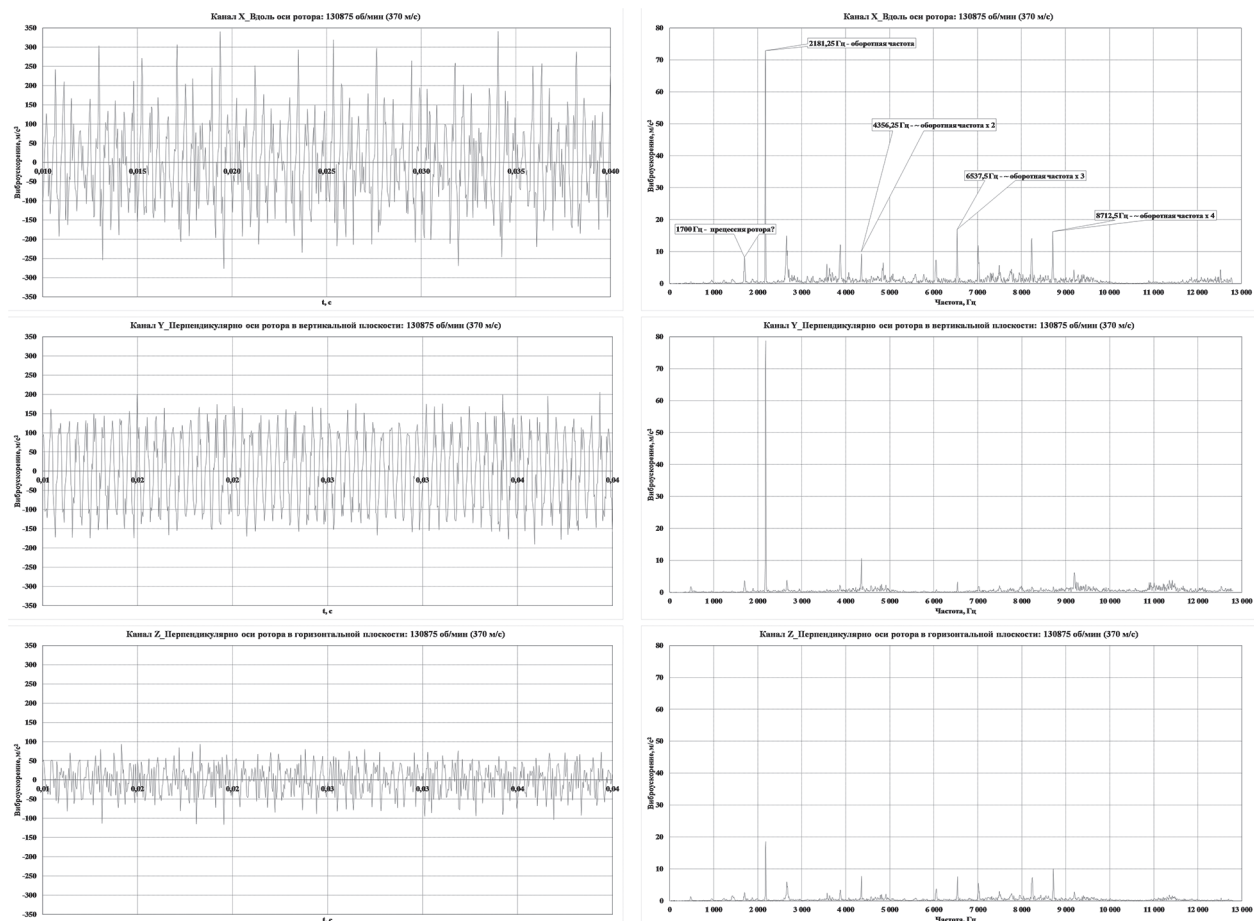


Рис. 4. Общие уровни и спектры виброускорений при испытаниях на SCHENCK $n_p = 130875$ об/мин ($u_{k2} = 370$ м/с)

скорости колеса компрессора 550 м/с, а также графики спектров виброускорений на этом же режиме. Испытания также проводились на окружных скоростях 300, 350, 400, 450, 500 м/с.

Интенсивность и амплитуда вибраций в осевом направлении выше, чем в радиальных, и быстро растет с увеличением окружных скоростей до 450 м/с. Причем вблизи границы помпажа («левой») интенсивность вибраций в осевом направлении выше, чем вблизи запорной («правой»).

Спектральная составляющая, соответствующая оборотной частоте, растет с повышением частоты вращения ротора. Также с ростом частоты вращения ротора в спектре появляются гармонические составляющие, кратные 1/2 и 1/3 оборотной частоты.

В диапазоне спектральных частот примерно 700...7000 Гц и 10000...13000 Гц в спектре осевых колебаний – негармонические составляющие, которые практически не меняются при изменении частоты вращения ротора. Аналогично для спектров радиальных колебаний в

диапазоне спектральных частот 4000...9500 Гц и 10000...13000 Гц. Эти колебания связаны не с турбокомпрессором, а с работой оборудования стенда. Амплитуда составляющих спектра вблизи границы помпажа выше, чем у запорной границы.

Средняя и среднеквадратичная амплитуда виброускорений при изменении частоты вращения для колебаний в осевом направлении имеют четкие минимумы на режимах 400 и 500 м/с. Для радиальных колебаний средние амплитуды растут пропорционально частоте вращения ротора. Среднеквадратичные амплитуды (определяющие энергию колебаний) вблизи границы помпажа выше, чем вблизи запорной границы.

Характер зависимости изменения температуры масла в турбокомпрессоре от окружной скорости колеса компрессора практически линейный, и не зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора. То есть, отмеченные особенности колебаний турбокомпрессора на различных режимах не связаны с нарушением работы ходовой части.

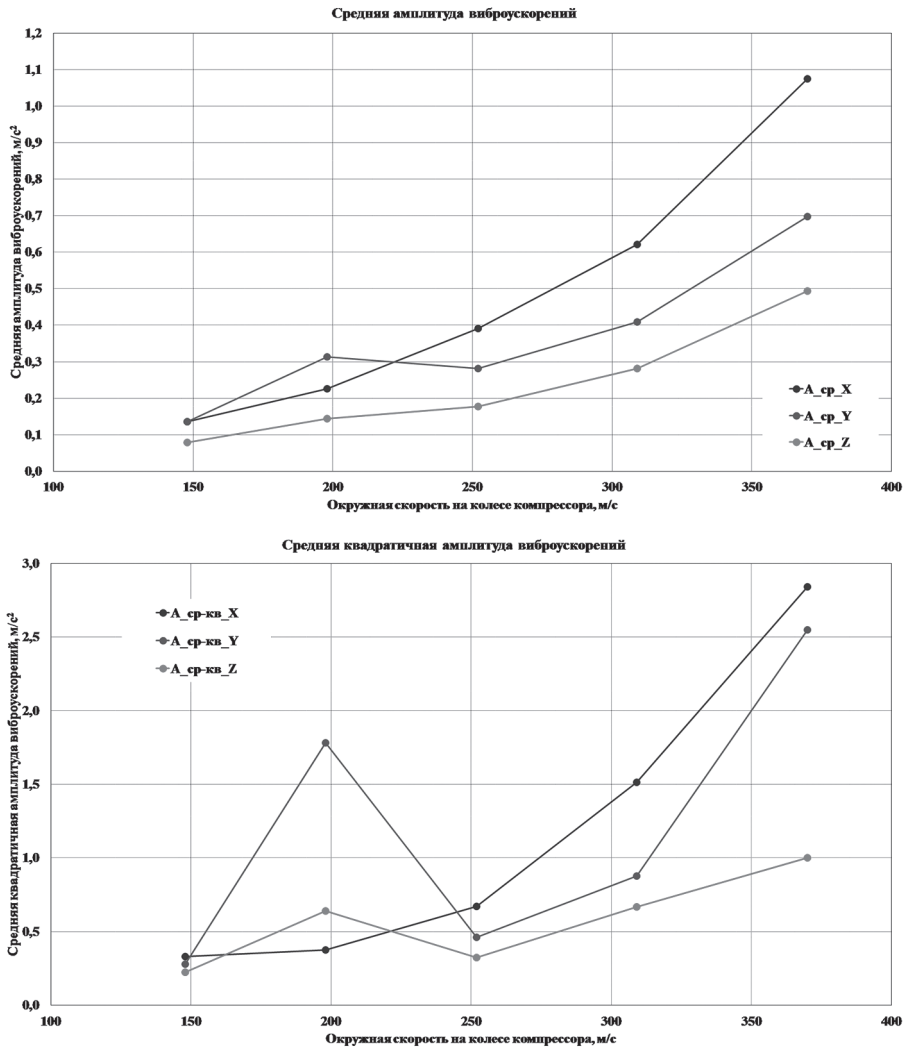


Рис. 5. Средние и среднеквадратичные амплитуды виброускорений при испытаниях на SCHENCK

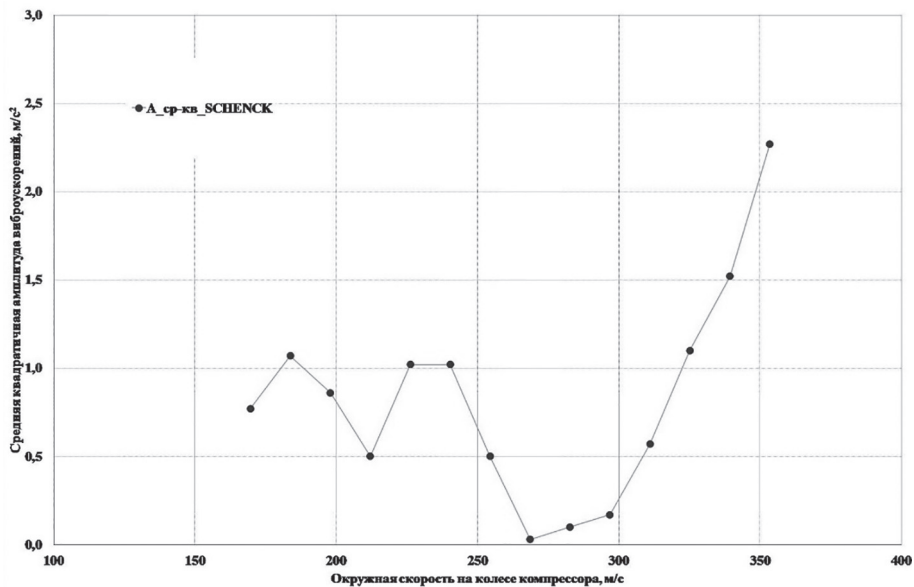


Рис. 6. Среднеквадратичные амплитуды виброускорений в вертикальной плоскости, замеренные акселерометром SCHENCK

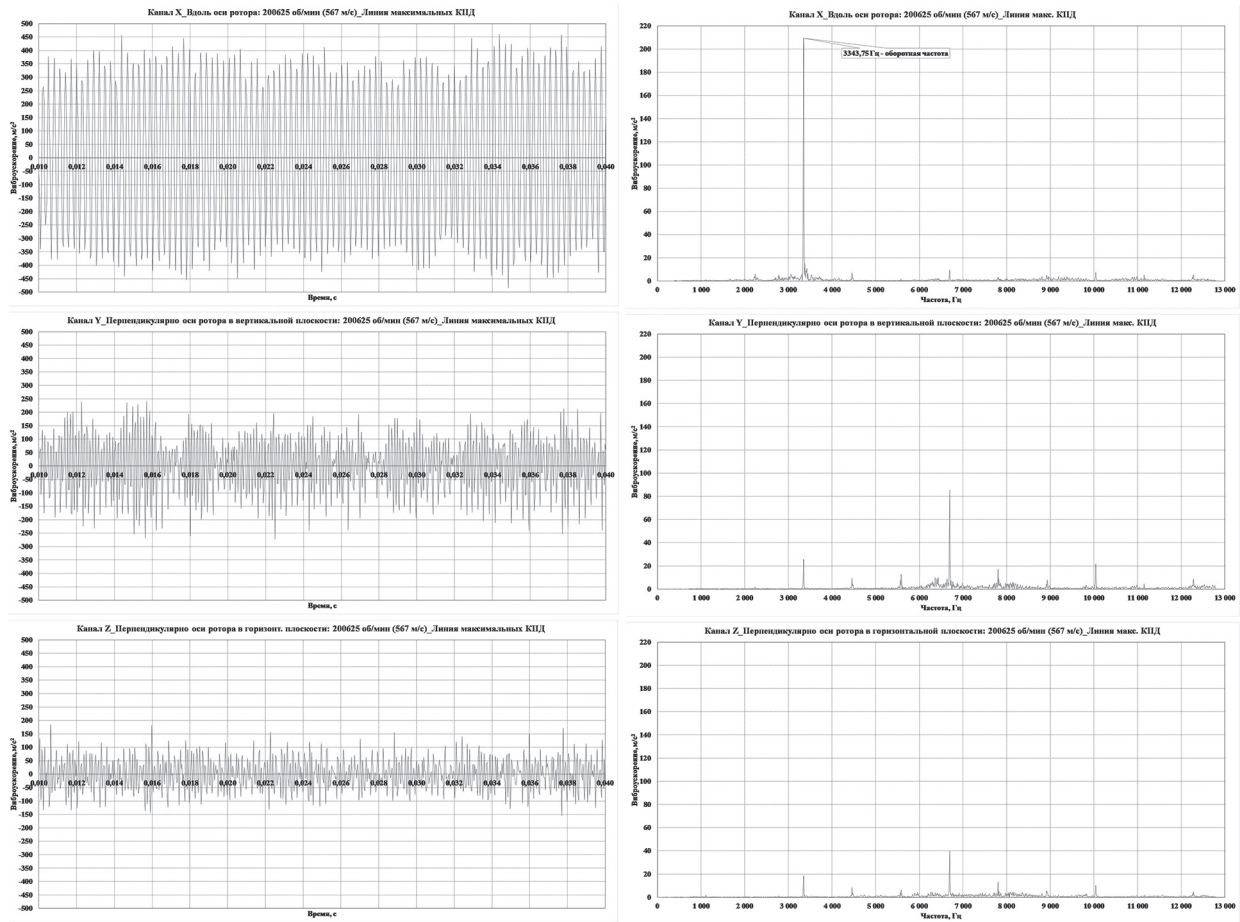


Рис. 7. Общие уровни и спектры виброускорений при «горячих» испытаниях вблизи ветки характеристики 550 м/с

По окончании измерений выполнена контрольная разборка турбокомпрессора. Состояние деталей ходовой части удовлетворительное, что подтверждает отсутствие нарушений работы подшипников во всем исследованном диапазоне частот вращения ротора.

Выводы

Проведенные исследования продемонстрировали следующее.

1. Интенсивность вибраций турбокомпрессора в общем растет с ростом частоты вращения ротора, а также с ростом степени повышения давления в компрессоре. Поэтому при приближении режима работы компрессора к границе помпажа интенсивность виброускорения выше, чем вблизи запорной границы. На графиках среднеквадратичных амплитуд виброускорений на режимах 400 и 500 м/с наблюдаются минимумы.

2. Интенсивность среднеквадратичных амплитуд виброускорений в осевом направлении выше, чем в радиальном. Это обусловлено га-

зодинамическими реакциями в турбине и воздействием газового потока на лопатки рабочего колеса при квазистационарном течении газа и воздуха в турбокомпрессоре во время безмоторных испытаний.

3. В спектрах присутствуют гармонические составляющие, кратные оборотной частоте и 1/2, 1/3 оборотной частоты. А также в диапазоне частот от 0,3...1 оборотной частоты присутствует гармоническая составляющая, не кратная оборотной частоте. Эти частоты соответствуют главным гармоническим составляющим изгибных и крутильных колебаний ротора, а также частоте прецессии ротора.

4. Зоны негармонических колебаний в спектрах не зависят от режима работы ТКР и обусловлены колебаниями агрегатов стенда.

5. На всех исследованных режимах работы турбокомпрессора не выявлено нарушений работы подшипников ротора, о чем свидетельствует характер изменения температуры масла после ТКР и состояние деталей ходовой части.

Заключение

Ввиду высокой вибрационной активности турбокомпрессора вблизи границы помпажа имеет смысл проектировать компрессорную ступень таким образом, чтобы на всех режимах работы двигателя имелся существенный запас по границе помпажа. Это позволит снизить вибрационные нагрузки на ходовую часть турбокомпрессора.

Проведенные исследования показали, что радиальная нагрузка существенно выше осевой. В связи с этим радиальному подшипнику необходимо придать существенный запас прочности для обеспечения безотказной работы турбокомпрессора.

Литература

1. Каминский В.Н. НПО «Турботехника». 25 лет в двигателестроении // Научноград Наука Производство Общество. 2014. № 1 (1). С. 48–57.
2. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Костюков Е.А., Григоров И.Н., Лазарев А.В. Разработка системы наддува для двигателя ММЗ-3LDT // Автомобильная промышленность. 2017. № 5. С. 9–13.
3. Леонтьев М.К. Виброметрирование авиационных ГТД. Учебное пособие. М.: МАИ, 1998. 20 с.
4. Каминский Р.В., Лазарев А.В., Григоров И.Н., Костюков Е.А., Корнеев С.А. Создание стендов для контрольно-исследовательских испы-

таний турбокомпрессоров // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 2 (14). С. 143–148.

5. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. Учебное пособие. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. 152 с.

References

1. Kaminsky V.N. Scientific-Production Association Turbotekhnika. 25 years in Engine Industry. Naukograd Nauka Proizvodstvo Obshchestvo. 2014. No 1 (1), pp. 48–57 (in Russ.).
2. Kaminsky V.N., Kaminsky R.V., Sibiryaev S.V., Kostyukov E.A., Grigorov I.N., Lazarev A.V. Development of a supercharging system for the MMZ-3LDT engine. Automotive Industry. 2017. No. 5, pp. 9–13 (in Russ.).
3. Leontyev M.K. Vibrometrirovaniye aviacionnykh GTD [Vibrometry of aviation GTE]. Moscow: MAI Publ., 1998. 20 p.
4. Kaminsky R.V., Lazarev A.V., Grigorov I.N., Kostyukov E.A., Korneev S.A. Creation of testing benches for control and research tests of turbochargers. Izvestiya MSTU MAMI. 2012. No 2 (14), pp. 143–148 (in Russ.).
5. Barkov A.V., Barkova N.A. Vibracionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya [Vibration diagnosis of machinery and equipment. Analysis of vibration]. St. Petersburg: SPbGMTU Publ., 2004. 152 p.