

УДК 681.518.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРОВ С ЦЕЛЬЮ МИНИМИЗАЦИИ ИХ РАДИАЛЬНЫХ БИЕНИЙ

Э.С. Гаспаров, В.И. Петрунин

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Аннотация. Разработан экспериментальный стенд для воздействия на ротор и для получения его реакции в виде сигналов виброускорения методом тестового диагностирования. С использованием современных аппаратных средств была разработана информационно-измерительная система для стенда. В результате экспериментального поиска контролеспособных диагностических точек были получены сигналы виброускорений при воздействии по корпусу узла ротора в области передней и задней опор, а также и по средней части. Экспериментально доказано, что точка на корпусе у передней опоры является контролеспособной, и показана обоснованность использования критерия в виде относительной частоты пика для определения значения предварительного натяга опор узла ротора при воздействии в области передней опоры.

Ключевые слова: высокоскоростной ротор, подшипники качения, импульсные воздействия, виброускорение, предварительный натяг, пиковая частота, спектральные характеристики, частота вращения ротора.

Динамическое качество и параметрическая надежность высокоскоростных роторов во многом зависят от подшипников качения, установленных в опорах, которые, в свою очередь, лимитируют ресурс и надежность узлов. Состояние подшипников является наиболее значимым фактором, влияющим на виброакустическую картину узла ротора. И, как следствие, анализ состояния опор исследуется методами виброакустической диагностики. Состояние подшипниковых опор во многом определяется предварительным натягом (далее - преднатяг). Правильно подобранный преднатяг подшипниковых опор обеспечивает стабильный температурный режим работы узла ротора, минимальную погрешность вращения ротора и динамическое качество, сохраняет их неизменность с течением времени, т.е. обеспечивает параметрическую надежность роторного узла в целом.

Ранее, в работах [1-3], уже были описаны результаты исследования высокоскоростного шлифовального электрошпинделя с опорами качения на предмет влияния преднатяга на виброакустическую картину и динамические характеристики узла. Целью настоящего эксперимента являлась оценка возможности контроля электрошпинделя, т.е. выполнялся поиск лучших контрольных точек конструкции узла для тестовых воздействий с целью получения большей полезной информации о состоянии узла. К тому же на некоторых моделях электрошпинделей вылет шпинделя может быть мал настолько, что сделало бы невозможным

Эрик Сергеевич Гаспаров (к.т.н.), старший преподаватель кафедры «Транспортные процессы и технологические комплексы».

Владимир Иванович Петрунин (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

тестовое воздействие по переднему концу шпинделя. Следует отметить, что в рамках данного эксперимента дискретные воздействия силой применялись и по корпусу шпиндельного узла: у передней опоры, в районе задней опоры и в средней области корпуса.

Схема стенда для эксперимента и дискретных воздействий по корпусу электрошпинделя приведена ниже на рис.1.

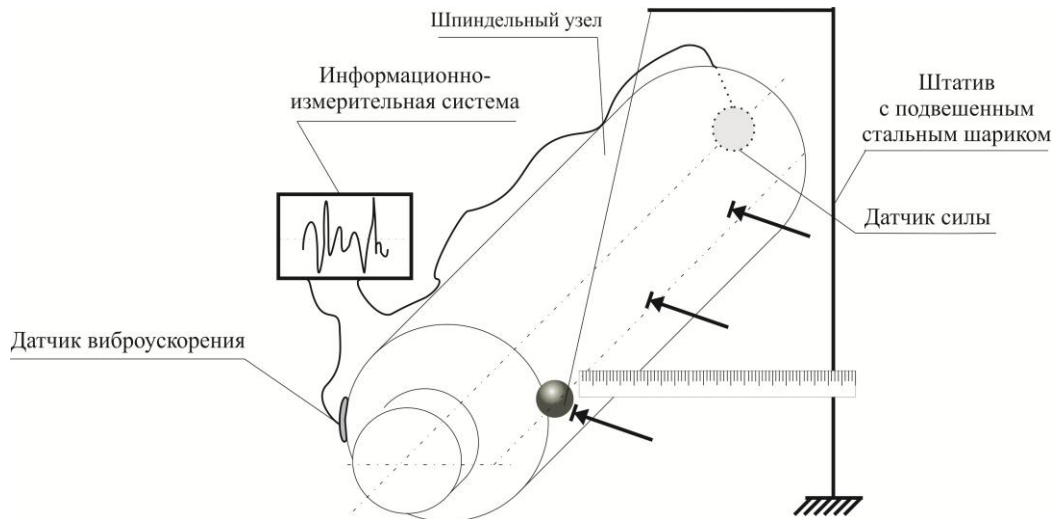


Рис. 1. Схема экспериментального стенда при импульсных воздействиях

Объектом исследования был высокоскоростной шлифовальный электрошпиндель отечественного производства, жестко закрепленный на массивном столе из чугуна. В его передней и задней опорах установлены одинаковые одиночные радиально-упорные подшипники 76101E второго класса точности. Задняя опора является плавающей. Акселерометр резьбовым соединением был закреплен на корпусе (над передней опорой шпинделя) на одной оси с вектором приложенного удара. Для измерения и контроля усилия преднатяга в электрошпиндель был установлен датчик силы между пружиной преднатяга и регулировочным винтом. Для получения и сохранения информации в виде откликов виброускорения использовалась информационно-измерительная система, состоящая из датчика виброускорения AP98 с встроенной электроникой стандарта ICP, датчика силы, модулей NI 9234 и NI 9219, контроллера (шасси) NI cDAQ 9172 и программного обеспечения National Instruments Sound and Vibration Assistant [4]. Датчик виброускорения подключался к модулю NI 9234. Датчик силы MLB13, установленный между пружиной преднатяга и регулировочным винтом, является тензодатчиком, собранным по полно-мостовой схеме, выход которого подсоединялся к одному из каналов модуля NI 9219. Дискретные воздействия в область передней и задней опор и в середину корпуса наносились по линии параллельно главной продольной осевой линии шпинделя и находящейся с ней на одной горизонтальной плоскости, параллельно плоскости чугунного стола (рис. 1).

В настоящем эксперименте, были нанесены по три дискретных воздействия по корпусу, в район передней опоры, для каждого из пяти значений преднатяга: 0 Н; 6 Н; 24 Н; 36 Н; 56 Н. Были получены временные реализации и про-

веден их спектральный анализ. Полученные спектральные характеристики временных реализаций для пяти значений преднатяга приведены ниже на рис.2.

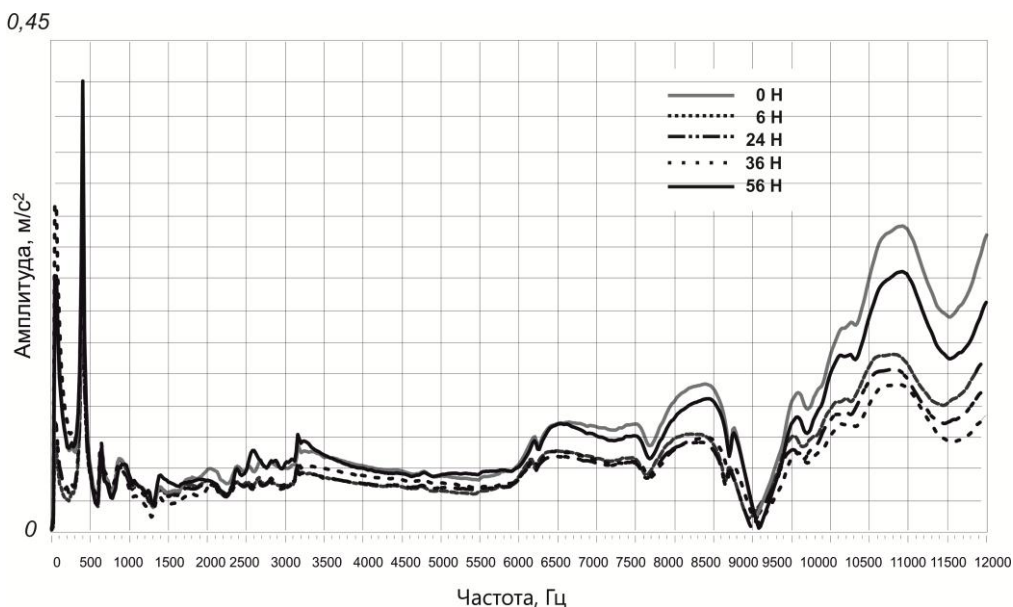


Рис. 2. Спектр сигнала отклика при нанесении кратковременного импульсного воздействия по корпусу в область передней опоры

Анализ показал, что для всех значений преднатяга энергия сигналов виброускорений сосредоточена в основном на частоте 0,4 кГц. Настоящая резонансная частота не меняется при изменении преднатяга, а значит не зависит от контактной жесткости подшипниковых опор, и, вероятнее всего, формируется массожесткостной системой с неизменными параметрами.

Спектральный анализ на рис.2 показывает, что при близких амплитудных значениях на частоте 0,4 кГц, амплитуды частот на интервале от 3 до 6 кГц отличаются более чем в десять раз. Участок АЧХ от 3,2 до 4,2 кГц, является частотным интервалом который больше всего зависит от преднатяга, в случае нанесения ударов по переднему концу шпинделя, при дискретном воздействии силой на переднюю опору имеет наиболее равномерную и стремящейся к линейной характеристику (рис.2). Это свидетельствует о том, что при дискретном воздействии в район передней опоры корпуса, частоты в этом диапазоне плохо возбуждаются. При детальном визуальном анализе настоящего интервала частот приходим к выводу, что угол наклона спектральной огибающей к оси абсцисс с увеличением преднатяга уменьшается.

В результате проведенного эксперимента при кратковременных дискретных воздействиях силой в среднюю часть корпуса были получены временные реализации виброускорений при значениях преднатяга 80 Н; 100 Н; 120 Н. Методом гармонического анализа с помощью средств графического программирования LabView для полученных временных сигналов были определены их спектральные характеристики. Частотный состав полученных временных реализаций более равномерный и с менее выраженными резонансными частотами. Очевидно, связано это с тем, что корпус узла имеет лакокрасочное покрытие, которое является паразитным гасителем, т.е. демпфирует колебания. А в случае с шлифоваль-

ным электрошпинделем в производственных условиях воздействие по корпусу узла гасится за счет наличия в полости корпуса жидкости, охлаждающей обмотки статора.

Подобные результаты были получены при нанесении тестовых воздействий стальным шариком по корпусу узла в область задней опоры. Спектральные характеристики полученных временных сигналов при значениях преднатяга 0 Н; 80 Н; 100 Н говорят о том, что возбуждаются частоты на интервале от 5000 Гц и выше. Значения резонансных частот не меняются и не зависят от значения преднатяга опор.

Для случаев, когда воздействие было нанесено в середину корпуса и в область задней опоры, поиск частот и частотных интервалов, зависимых от значений преднатяга проведенный анализ не дал определенных результатов. В итоге можно сделать вывод, что контрольными точками для дискретных воздействий при тестовой диагностике узла, с целью обеспечения динамических характеристик, могут являться точки на поверхности переднего конца шпинделя и точки на корпусе узла, которые максимально близки к передней опоре шпинделя.

В итоге проведенных исследований и анализа динамических характеристик полученных временных реализаций, для обеспечения динамического качества роторов нужно провести следующие мероприятия:

1. На этапе сборки и ремонтных восстановительных работ, а в случае когда организован мониторинг за состоянием роторов и в перерывах их работы, необходимо проводить диагностику состояния опор роторов и определять значение их преднатяга. Диагностику необходимо проводить путем нанесения тестовых дискретных воздействий по переднему концу ротора. При нанесении дискретного воздействия необходимо обеспечить, чтобы мгновенная амплитуда сигнала отклика не превышала динамический размах используемого акселерометра и не деформировала элементы роторов. В случае, когда невозможно дискретно воздействовать по переднему концу ротора, в качестве второй точки для воздействия необходимо выбрать точку на корпусе на передней опоре ротора. Точка контроля не должна иметь лакокрасочного покрытия и демпфировать воздействие. При этом нужно обеспечить, чтобы вектор дискретного воздействия силой и рабочая ось акселерометра находились в одной плоскости.

2. Исследовать полученные временные реализации нужно методом гармонического анализа. На базе спектра амплитуд или спектра мощности определить резонансные частотные диапазоны для всего интервала значений преднатяга подшипников качения используемых в диагностируемом узле ротора, для которого обеспечиваются или улучшаются динамические характеристики. При этом качественно определить резонансные частоты возможно только по спектру реализаций, полученных при дискретном воздействии на передний конец ротора. Обороты вращения выбирать таким образом, чтобы частота вращения ротора, а также и другие частоты основных вынужденных колебаний опор качения, не попадали в зоны резонанса роторного узла. К примеру, для шлифовального электрошпинделя с подшипниками качения 76101Е второго класса точности, который использовался в эксперименте, заявленные заводом изготовителем рабочие частоты вращения ротора от 60 т. до 100 т. об/мин. Путем анализа спектральной характеристики для данного шпиндельного узла выбраны эксплуатационные режимы, при которых будут не только обеспечиваться динамические характеристики узла, но и повышаться за счет уменьшения вибрационной активно-

сти. Результаты зависимостей частот вращения электрошпинделя от значения преднатяга приведены в виде табл.1. и на рис. 3.

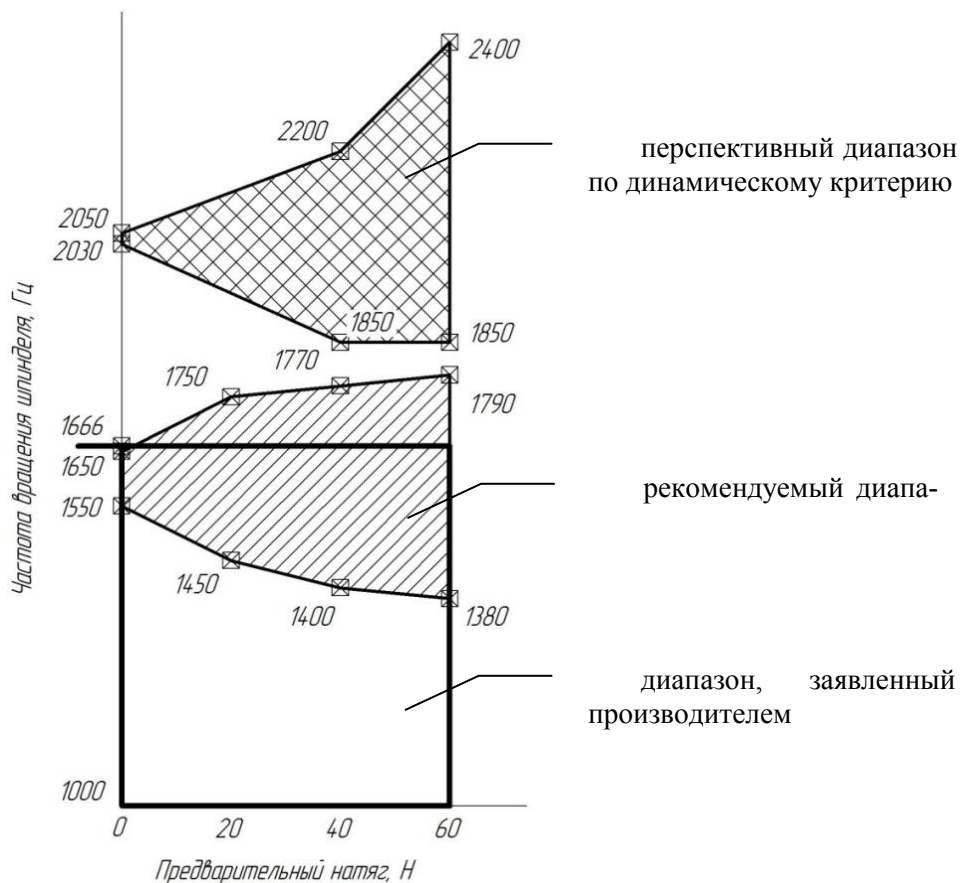


Рис. 3. Зависимости частот вращения электрошпинделя от значения преднатяга

В таблице в строке «рекомендуемые частоты вращения шпинделя» вторым рядом приведены диапазоны частот, которые могут быть рабочими частотами вращения шпинделя исследуемого узла при условии, что будут решены задачи по отводу увеличенных тепловых выделений опор и своевременного подвода смазки, а также охлаждения обмоток статора. Применение предлагаемых частот вращения, при соответствующих значениях преднатяга, могут значительно повысить производительность электрошпинделя, сохраняя динамические характеристики узла.

С ростом преднатяга расширяется диапазон рекомендуемых частот вращения шпинделя. Для всего интервала значений преднатяга верхние и нижние границы рекомендуемых диапазонов частот находятся выше по частотной оси соответствующих границ частотных диапазонов вращения электрошпинделя, заявленных заводом изготовителем. Для улучшения динамических характеристик узла, из заявленного заводом изготовителем интервала рабочих частот вращения шпинделя от 60 т. до 100 т.об/мин следует вообще исключить диапазон частот

вращения от 60 т. до 75 т.об/мин. т.к. он перекрывается с зоной собственных резонансных частот электрошпинделя на интервале от 0,85 до 1,25 кГц. Использование электрошпинделя на оборотах вращения от 51 т. до 75 т. об/мин ведет к росту вибрационной активности ШУ и как вывод к ухудшению его динамических характеристик.

Зависимости частот вращения электрошпинделя от значения предварительного натяга

Предварительный натяг P_n , Н	0+	20+	40+	60+
Рекомендуемые частоты вращения, т. об/мин	93-99 121,8 - 123	87-105	84 -106,2 111 - 132	82,8-107,4 111 - 144
Интервал частот вращения, заявленный производителем, т. об/мин	60 - 100	60 - 100	60 - 100	60 - 100

3. Для выбора рациональных частот вращения высокоскоростных роторов, с целью уменьшения их радиальных биений, необходимо определить значение преднатяга опор роторов. Для этого необходимо вычислить относительную пиковую частоту, которая вычисляется как абсцисса центра тяжести соответствующих резонансных интервалов спектра сигнала. Для автоматизации контроля (без разборки узла) значений преднатяга опор однотипных роторов и обеспечения их динамического качества, необходимо предварительно создать базу эталонных значений критерия в виде относительной частоты пика и соответствующих ей значений преднатяга.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Гаспаров Э.С.* Методика определения усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2014. – № 2 (42). – С. 94–98.
2. *Гаспаров Э.С.* Экспериментальная оценка зависимости вибродиагностических параметров шпиндельного узла от величины предварительного натяга его опор / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2015. – № 2(46). – С. 152–158.
3. *Гаспаров Э.С.* Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла методом виброакустической диагностики / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник машиностроения. – 2015. – Вып. 12. – С. 152–158.
4. *Жуков К.Г.* Модельное проектирование встраиваемых систем в LabVIEW: Учеб. курс. – М.: ДМК-Пресс, 2011. – 688 с.

Статья поступила в редакцию 16 января 2018 г.

RATIONAL FREQUENCIES OF ROTORS ROTATION DETECTION FOR THE MINIMIZE THEIR RADIAL RUNOUT

E.S. Gasparov, V.I. Petrunin

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

Abstract. *An experimental stand to influence the rotor and to obtain its reactions in the form of vibration acceleration signals with the method of testing was developed. Using modern hardware, the information-measuring system for the stand was developed. The vibration acceleration signals were obtained when exposed to the rotor assembly unit at the anterior and posterior supports and along the middle part of the body unit, which became the result of the experimental search for the control capable diagnostic points. The experiment proved that the point on the front support of the body unit is control capable. The validity of using the criterion in the form of the relative peak frequency for determining the value of the preload of the assembly unit supports at exposition in the area of the front support is shown.*

Keywords: *high speed rotor, ball bearings, impulse actions, the acceleration sensor, preload force, peak frequency, spectral characteristics, amplitude-frequency characteristic, no-load conditions, peak frequency, relative power.*