

УДК 622.285

В. А. Яценко, канд. техн. наук,
Донецкий национальный технический университет

ДИСБАЛАНС КАК ОДНА ИЗ ПРИЧИН ВИБРАЦИИ РОТОРОВ ШАХТНЫХ СТАЦИОНАРНЫХ МАШИН

Рассмотрена одна из причин возникновения вибрации – дисбаланс. Дана классификация и изложены технические условия его появления. Приведена методика достоверного определения уровня вибрации.

дисбаланс, вибрация, ротор, подшипник, вентилятор, стационарная машина

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Надежность работы шахтных стационарных машин в значительной степени определяет бесперебойную работу шахты в целом. Один из основных факторов, снижающих надежность – вибрация роторов. Она влечет за собой колебания копров, машинных зданий и ответственных узлов машин. Величина этих колебаний может превысить нормативные значения на технологическое оборудование и санитарные нормы для обслуживающего персонала.

Причина появления вибрации – динамические нагрузки, возникающие при вращении роторов машин, имеющих дисбаланс.

Определять наличие и типы дисбалансов в работающем оборудовании и принимать решение о проведении балансировочных работ роторов – одна из важнейших задач вибродиагностической службы.

Анализ исследований и публикаций. Результаты исследований показывают, что примерно 80% поломок стационарного оборудования вызваны вибрацией роторов. Одна из причин вибрации – дисбаланс. Начиная с 40-х годов XX в. создаются виброакустические приборы для измерения вибрации. В настоящее время с ростом частот вращения дисбалансу и вызванной им вибрации уделяется особое внимание, о чем свидетельствуют публикации (2, 3 и т.д.). Значительный вклад внесли фирмы США (DLI, BENTLI, NEVADA), Швеции (SPM). Созданы экспертные программы для диагностики подшипников (ВАСТ, Санкт – Петербург, Россия), (Виброцентр, Пермь, Россия).

Постановка задачи. Основной задачей исследований является определение типа дисбаланса, что дает возможность наметить пути его устранения.

Изложение материала. Основным элементом шахтных стационарных установок является вращающаяся сборка ротора. Она включает коренной вал, расположенные на нем детали (барабан шахтной подъемной машины, рабочие колеса насосов, трубокомпрессоров и вентиляторов), подшипниковые узлы и полумуфты. Надежность и бесперебойность работы всей установки в целом зависит от уровня колебаний (вибрации) сборки ротора. Одной из основных причин, вызывающих повышенную вибрацию, является дисбаланс, значение которого превышает допустимые для данного ротора.

По типу, специфике проявления в общей картине вибрации, по особенностям проведения диагностики, дисбалансы можно условно разделить на:

- статические;
- динамические;
- тепловые;
- технологические.

Статический дисбаланс.

Это самый простой, наиболее распространенный и легко диагностируемый тип дисбаланса. При значительном статическом дисбалансе его можно даже определить в выключенном состоянии оборудования без применения приборов контроля вибрации. Неподвижный ротор с сильным статическим дисбалансом стремится установиться в таком положении, когда наиболее тяжелая точка будет находиться в низу (для вентиляторов малой мощности). Однако, для большинства шахтных стационарных машин, статический момент дисбаланса значительно меньше моментов трения в подшипниках и уплотнениях ротора (например, шахтные центробежные насосы). В этом случае ротор в отключенном состоянии может остановиться в любом положении, внешне дисбаланса нет, а вибрация повышена. Поэтому, процедуру более точной и окончательной диагностики необходимо производить на рабочей скорости вращения ротора, используя при этом виброизмерительные приборы.

На рис. 1 приведена спектрограмма виброскорости опоры подшипника №3 вентилятора ВЦД - 31.5 шахты Краснолиманская с выраженной статической неуравновешенностью

На ней явно доминирует пики гармоник оборотной частоты ротора. Это и является основным критерием, указывающим на наличие только статического дисбаланса. В этом случае фазы первых гармо-

ник вибрацій на двох подшипниках одного и того же ротора должны практически совпадать.

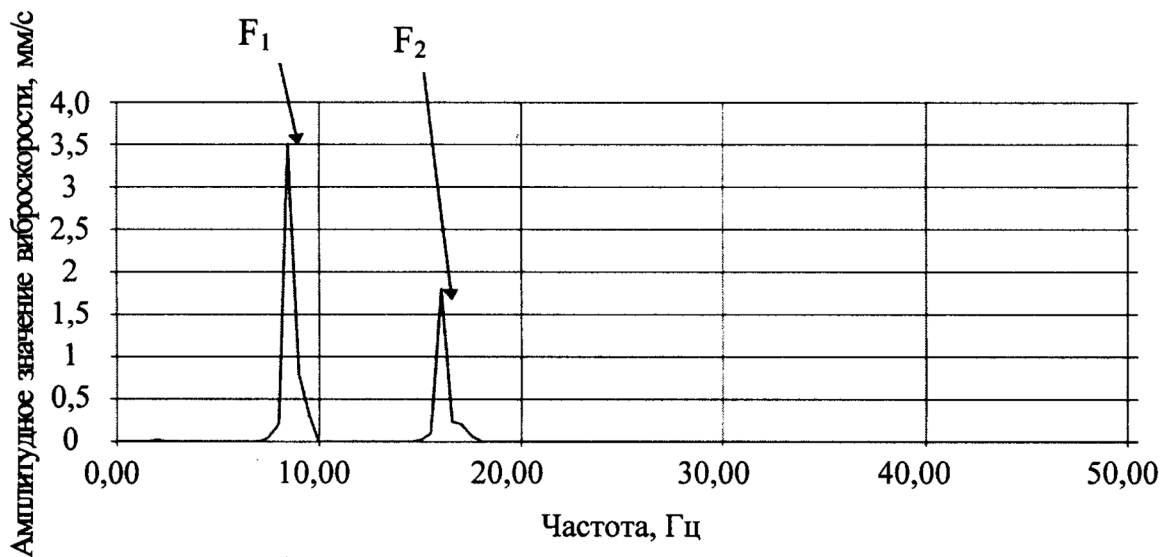


Рис. 1. Спектрограмма виброскорості опори подшипника со статическим дисбалансом

Если в процессе исследований имеется возможность проведения замеров вибрации при различных частотах вращения ротора, то амплитуда первой гармоники в спектре вибрации, обусловленная статическим дисбалансом, изменяется с изменением скорости и будет расти примерно пропорционально квадрату частоты вращения ротора.

Чисто статический дисбаланс масс ротора может быть откорректирован работниками вибродиагностических служб при помощи установки одного или нескольких балансировочных грузов в зоне, диаметрально противоположной тяжелой точке в одной или нескольких плоскостях коррекции. Аналогичный результат достигается процедурой «снятия лишнего металла», но только уже на тяжелой стороне ротора.

Динамический дисбаланс.

Как известно, условием равновесия ротора, вращающегося с постоянной скоростью, является равенство нулю главного вектора и момента неуравновешенных сил:

$$\sum F_i = \omega^2 \sum m_i r_i = \omega^2 \sum D_i = \omega^2 D = \omega^2 m_p e_{cm} = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_i = \sum z_i \cdot F_i = \omega^2 \sum m_i r_i \cdot z_i = \omega^2 \sum D_i \cdot z_i = \omega^2 M_D = 0 \quad (2)$$

где m_i , r_i , D_i – соответственно неуравновешенная точечная масса, ее эксцентриситет и дисбаланс;

$m_p = \sum m_i$; $e_{cm} = \sum m_i r_i / m_p$ – масса и эксцентриситет ротора;

D , M_D – главный вектор и главный момент дисбалансов.

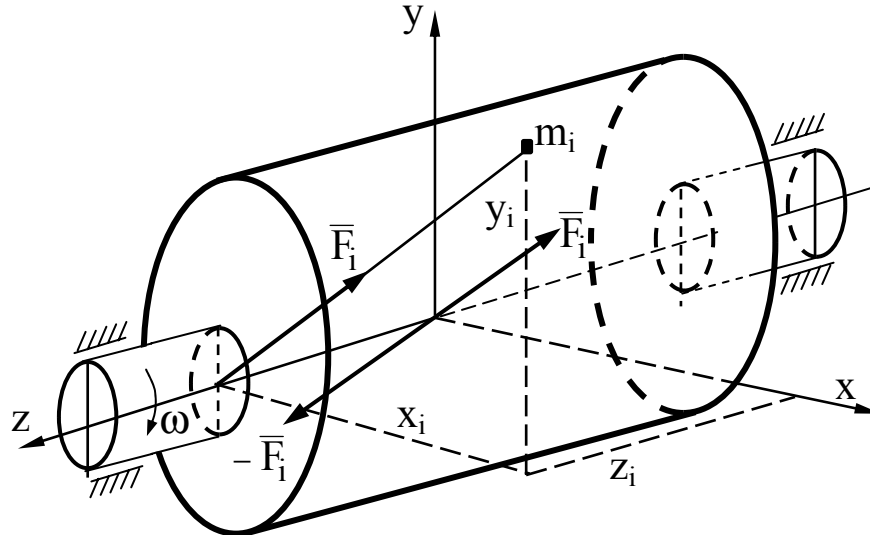


Рис. 2. Схема сил, действующих на ротор вентилятора

Для выполнения условия (1) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора проходила через его центр масс ($e_{cm} = 0$).

Для выполнения условия (2) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора совпадала с одной из его главных осей инерции, т.е. чтобы были равны нулю его центробежные моменты инерции. В противном случае он становится динамически неуравновешенным.

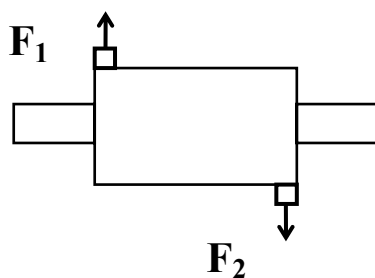


Рис. 3. Направление сил, действующих на ротор

На рисунке 3 показан ротор, собранный из двух дисков с исходным дисбалансом, но при сборке эти два диска были взаимно ориентированы так, чтобы первичные дисбалансы оказались действующими навстречу друг другу. В итоге это привело к тому, что в статике при неподвижном роторе дисбалансы дисков уравновесили друг друга, но при вращении две силы, показанные на этом рисунке, создают динамический момент.

Допустимая неуравновешенность роторов крупных горных машин (вентиляторов главного проветривания, подъемных машин и т.д.), как показывают наши исследования, может быть определена не только величиной допустимого дисбаланса, но и наибольшими ам-

плитудами перемещений и виброскорости подшипниковых узлов. В научно – исследовательском институте горной механики им. Федорова за основу оценки интенсивности вибрации вышеуказанных машин принято эффективное значение виброскорости. Исходя из допущения, что вибрация *синусоидальна* с частотой, равной частоте вращения ротора, эффективное значение виброскорости можно определить по формуле:

$$V_{\text{Э}} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T [V(t)]^2 dt \right)^{1/2} \quad (3)$$

Так как мы имеем дело с конечным числом гармоник, то

$$V_{\text{Э}} = \left(\sum A_i \omega_i^2 / 2 \right)^{1/2}, \quad (4)$$

где T - период; V - мгновенное значение виброскорости; A_i , ω_i - соответственно амплитуды и частоты составляющих гармоник.

Преимущества использования $V_{\text{Э}}$ следующие:

- не зависит от фазовых сдвигов гармоник;
- практически не изменяется от случайных помех в виде толчков и ударов;
- позволяет сравнивать синусоидальную и сложногоармоническую вибрации и однозначно оценивать через эквивалентные значения виброскорости.

На рис. 4, в качестве примера, приведена спектрограмма виброскорости опоры подшипника №3 вентилятора ВЦД – 31.5 шахты Краснолиманская с явно выраженным динамическим дисбалансом.

На практике не бывает вибрации, вызванной чисто статическим или чисто динамическим дисбалансом. Это - результирующая, в которой есть вклад каждого вида дисбаланса.

По сдвигу фаз первых гармоник оборотной частоты на двух опорных подшипниках одного ротора можно оценить вклад каждого типа дисбаланса в общую картину вибраций.

В результате многочисленных экспериментов установлено, что при сдвиге фаз первых гармоник примерно в 0 градусов мы имеем дело с чисто статическим дисбалансом, при 180 градусах - с чисто динамическим дисбалансом. При 90 градусах сдвига фаз первых гармоник вклад от обоих типов дисбаланса примерно одинаков. При промежуточных значениях угла сдвига для оценки вклада того или иного дисбаланса необходимо провести интерполяцию.

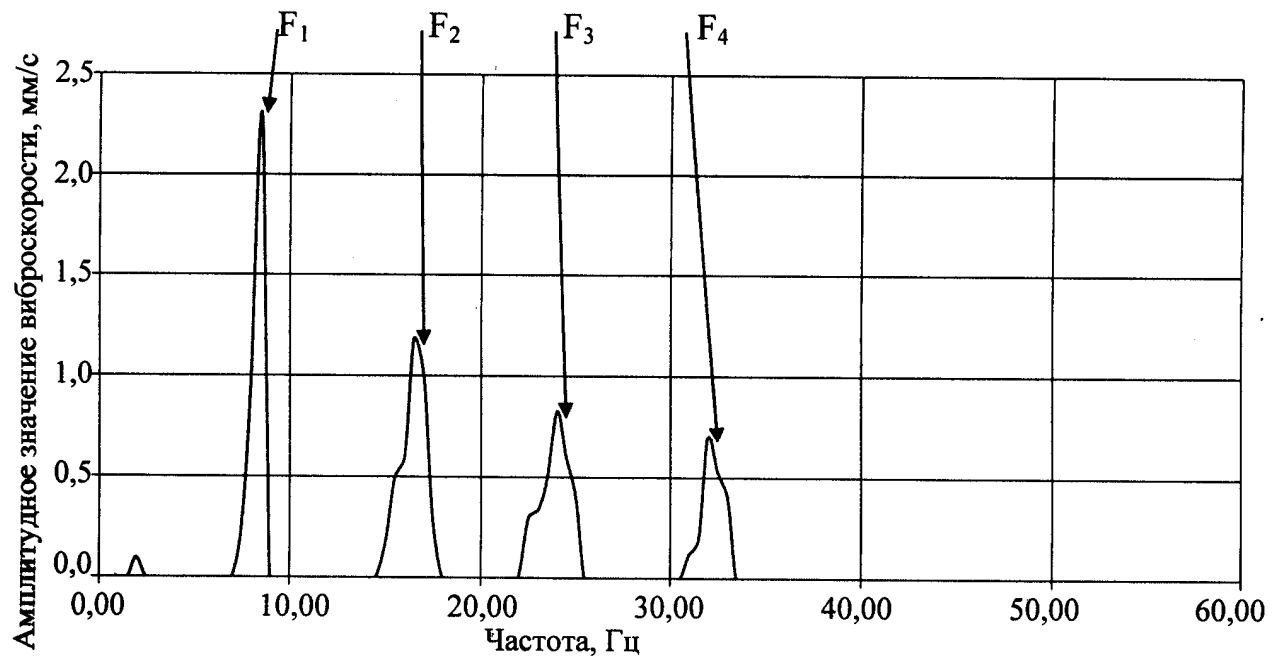


Рис. 4. Спектрограмма виброскорості опори подшипника с динамическим дисбалансом

Преимущества использования V_r позволяет нам рекомендовать ее в качестве одного из основных критериев интенсивности вибрации.

В настоящее время разрабатываются ГОСТы на допустимые значения вибрации роторов подъемных машин и вышеуказанный критерий будет одним из определяющих.

Тепловой дисбаланс.

Это наиболее часто встречающаяся разновидность дисбаланса, меняющегося в процессе работы, к которому хорошо подходит термин "блуждающий дисбаланс". Например, в роторе крупной электрической машины по какой-либо причине засоряется один из сквозных каналов осевого направления, по которому проходит охлаждающий воздух. Ротор перед сборкой балансировался на балансировочном станке и имел необходимые параметры качества балансировки. После включения механизма в работу примерно 15 - 20 минут вибрации двигателя находятся в норме, но затем начинают медленно расти и примерно через два часа достигают своего максимума. Диагностика дает картину классического дисбаланса.

Это связано с нарушением равномерности обдува ротора по внутренним каналам. Ротор нагревается неравномерно и через неко-

торое время, определяемое постоянной времени теплового разогрева, ротор изгибается.

Для диагностики такой причины следует проследить изменение вибрации в процессе пуска и разогрева.

Технологический дисбаланс.

В основном проявляется в осевых вентиляторах. Предположим, что угол установки одной из лопаток отличается от углов установки остальных. После монтажа колесо вентилятора было отбалансировано при номинальной подаче (например, полностью открыта заслонка) и дефект был скомпенсирован добавочным грузом. При регулировании вентилятора (частичное закрывание заслонки) изменилась аэродинамическая сила этой лопатки, воздействующая на вал ротора. Это и послужило причиной возникновения вибрации. Её устранение привело к исчезновению технического дисбаланса, а, следовательно, и вибрации, им вызываемой.

Выявить причины вибрации и определить тип дисбаланса достаточно трудно. Это требует применения специальной аппаратуры и хорошо подготовленного персонала.

Из всех методов диагностики вибрации следует рекомендовать:

- диагностику по спектру вибросигнала, позволяющую выявить дисбаланс различного оборудования;
- диагностику по спектру огибающей, которая дает возможность провести полный анализ состояния оборудования (к тому же он менее остальных подвержен различным помехам, и, как следствие, имеет большую достоверность).

Эти два метода позволяют установить причины, вызывающие вибрацию.

Выводы и направления дальнейших исследований.

Исследования показывают, что основными причинами вибрации являются статический и динамический дисбаланс. На практике наиболее часто встречается совокупность дисбалансов. Дальнейшие исследования должны позволить разработать более точную методику их выявления, способы устранения и разработать соответствующие ГОСТы на допустимые значения вибрации.

Список источников:

1. Анохина С. А., Гуляев В. Г. Анализ и систематизация источников вибрации высоконапорных агрегатов и некоторые пути снижения их виброактивности // Материалы VI международной научно-технической конференции «Механика жидкости и газа», 27-29 ноября 2007г. Донецк, ДонНТУ. – С.5-11.

2. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации.- Ассоциация ВАСТ, Россия, С-Петербург, 2000.
3. Грядущий Б.А., Пристром В.А., Трибухин В.А. Обеспечение безопасной эксплуатации высокопроизводительных подъемных комплексов на примере шахты «Красноармейская – Западная №1» В кн.: Тезисы докладов конференции «Пути повышения безопасности горных работ в угольной отрасли».-Макеевка : МакНИИ, 2004. – С.421 – 424.
4. Дворников В.И., Яценко В.А. Уравнение динамики коренного вала шахтной подъемной машины.- Сборник научных трудов №1 «Вести Донецкого Горного Института». –Донецк, 2006.- С.139 – 143.
5. Коваль А.Н. Методы оптимизации алгоритмов диагностирования системы шахтного подъема. //Горная механика: Сб. научн. трудов ВНИИГМ им. М.М.Федорова. – Вып.1. – ч1. - Донецк, 1991. –С. 149 –155.
6. Пристром В.А., Трибухин В.А., Рубан В.Ф., Яценко В.А. Особенности определения технического состояния подшипников качения коренных валов многоканатных подъемных машин.- Сборник научных трудов ВНИИГМ имени М.М.Федорова №99 «Проблемы эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок». - Донецк, 2005. - С.140-154.
7. Яценко В. А., Федоров Е. Е. Создание методики анализа энергетического спектра вибросигнала // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 13(123). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк, 2007. – С. 168-176.

Стаття надійшла до редколегії 23.09.2009

Рецензент: докт. техн. наук, проф. В. Б. Малеев

В.О. Яценко. Дисбаланс як одна із причин вібрації роторів шахтних стаціонарних машин. Розглянуто одна із причин виникнення вібрації - дисбаланс. Дано класифікацію й викладені технічні умови його появи. Наведено методіку достовірного визначення рівня вібрації.

дисбаланс, вібрація, ротор, підшипник, вентилятор, стаціонарна машина.

V.Iatsenko. Disbalance as a Cause of Vibration of Mine Stationary Machine Rotors. Disbalance is one of the causes of vibration. The article provides its classification, describes the technical factors which lead to its occurrence and offers the reliable methods of estimating the level of vibration.

disbalance, vibration, rotor, bearing, ventilator, stationary machine

© В. А. Яценко, 2009