

Диагностика и устранение дисбаланса вращающихся частей промышленного оборудования

Диагностика и устранение дисбаланса вращающихся частей роторного (динамического) промышленного оборудования всегда является актуальной задачей. При эксплуатации машин большой мощности, имеющих высокую скорость вращения вала, проблема дисбаланса становится чрезвычайно важной. Повышенные вибрации машин такого типа объясняются тем, что силы дисбаланса, зависящие от массы и квадрата скорости вращения вала, становятся особенно большими. Это в свою очередь приводит к ускоренному износу подшипниковых узлов, уплотнений, муфт, усталостным дефектам металла валов, увеличенному потреблению энергии, растет вероятность внезапного выхода оборудования из строя.

Специалисты Отдела Технического Сервиса (ОТС) компании «БАЛТЕХ» выполняют сервисные работы по балансировке роторов до 500кг на балансировочном станке и балансировку в собственных опорах с помощью портативной аппаратуры с выездом к Заказчику. Дисбаланс вращающегося оборудования достаточно легко диагностируется с помощью измерения абсолютной вибрации подшипниковых узлов.

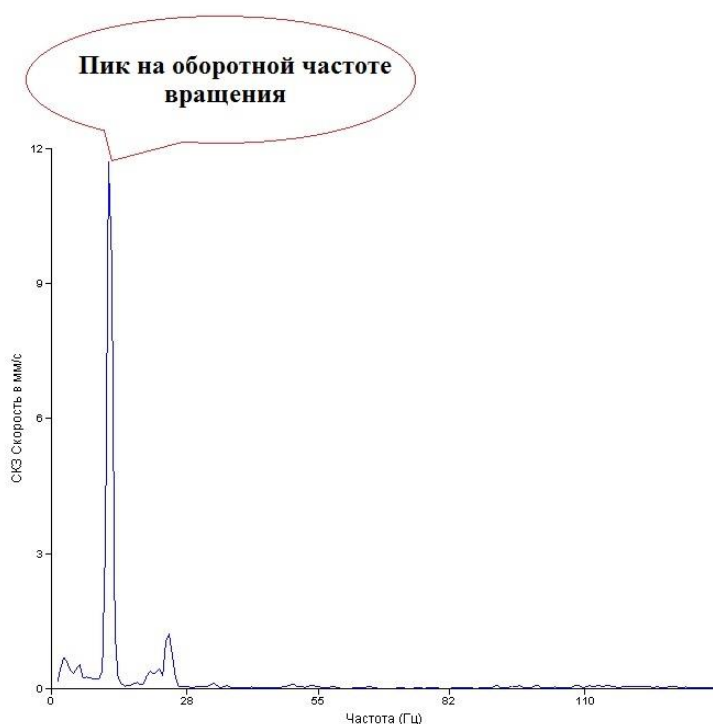


Рис.1. Характерный спектр вибрации при дисбалансе ротора.

Характерные диагностические признаки дисбаланса:

высокий уровень радиальной вибрации, обычно, в горизонтальном направлении; низкий уровень аксиальной вибрации; в спектре преобладает амплитуда 1-ой оборотной частоты (Рис.1.), возрастающая вместе с ростом скорости вращения; фаза гармоники 1-ой оборотной частоты устойчива и не меняется с течением времени; дисбаланс проявляется, как правило, на всех подшипниках ротора.

Перед проведением балансировочных работ необходимо устранить все другие возможные дефекты: несоосность, механические ослабления, дефекты подшипников, изгиб вала, правильное натяжение ремней (при ременном приводе). Если амплитуда гармоники 1-ой оборотной частоты изменяется от замера к замеру, то вероятно ослабление фундамента или несущей конструкции, нарушение гидро- или газодинамики потока. Если амплитуда гармоники 1-ой оборотной частоты резко изменяется при незначительном изменении скорости машины, то вероятно наличие резонанса.

Устранение дисбаланса необходимо проводить на оборудовании прогретом до рабочей температуры. Например, в таблице 1 представлено изменение общего уровня вибрации консольного вентилятора после прогрева с 20⁰С до 50⁰С.

Таблица 1

	Уровень виброскорости, мм/с
--	-----------------------------

	1X	1Y	1Z	2X	2Y	2Z
До прогрева	2,4	2,0	3,3	4,8	3,0	3,2
После прогрева	3,7	2,5	4,2	7,2	5,0	4,5

Рассмотрим наиболее распространенные методы, средства и оценки качества балансировки. Дисбаланс, как векторную величину, равную произведению неуравновешенной массы на ее эксцентриситет. Обычно выделяют дисбаланс двух видов статический и моментный.

При статическом дисбалансе ось ротора и его главная центральная ось инерции параллельны. Статический дисбаланс зачастую называют одноплоскостным. При моментном дисбалансе - ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс ротора.

Простейший пример статического дисбаланса приведен на рис.2, здесь предполагается, что вращающаяся часть машины представляет собой диск на жестком валу, частота вращения значительно ниже критической. Критической частотой называется частота оборотов вращающейся части, равная первой собственной частоте системы «диск – ось – подшипники». Если центр тяжести диска не совпадает с центром вала (центром вращения), то появляется неуравновешенная центробежная сила, определяемая массой диска, расстоянием между центрами тяжести и вращения, а также частотой вращения. Эта сила вызывает вибрацию диска, передаваемую на подшипник вала. Колебания можно устранить, добавив массу на сторону диска, противоположную центру тяжести. Эта добавочная масса должна создавать центробежную силу, равную по величине и противоположную по направлению центробежной силе, создающей вибрацию. Таким образом, необходимо соблюдать зависимость: $m_1 r \omega^2 = m_2 R \omega^2$, то есть величина добавленной массы должна быть $m_2 = m_1 * r / R$ (1).

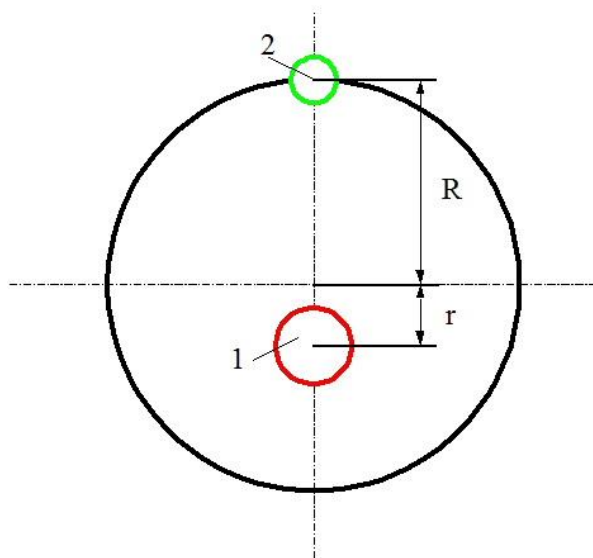


Рис.2. Пример статического дисбаланса.

Причина появления термина «статический дисбаланс» заключается в том, что проблема определения местоположения корректирующей массы решается статическим методом. Когда диск не вращается, а ось вращения горизонтальна, диск занимает такое положение, в котором центр тяжести лежит на вертикальной линии, проходящей через центр вращения вала. Таким образом, балансировка диска заключается в установке добавочной массы, рассчитанной по выражению (1), в верхней части диска на вертикальной линии, проходящей через центр вращения.

На практике статическим методом можно устранить только значительный дисбаланс, остаточный дисбаланс сравнимый с силами трения в подшипниках или на призмах не будет устранён. Моментный дисбаланс статическим методом устранить невозможно.

Совокупность статического и моментного дисбаланса устраняется динамическим способом. Наиболее технически и экономически целесообразный способ динамической балансировки для эксплуатирующей разнообразное вращающееся оборудование организации – это балансировка в собственных подшипниках (балансировка на месте). Национальный стандарт Российской Федерации

ГОСТ Р ИСО 20806-2007 «Вибрация. БАЛАНСИРОВКА НА МЕСТЕ РОТОРОВ БОЛЬШИХ И СРЕДНИХ РАЗМЕРОВ. Критерии и меры безопасности» п.4.2 указывает на одиннадцать причин проведения балансировки в собственных подшипниках.

При балансировке в собственных подшипниках положение корректирующей массы определяется аппаратными методами. Существует два аппаратных метода балансировки в собственных подшипниках: «амплитудно-фазовый» и «метод трёх точек».

Применяемая при амплитудно-фазовом методе балансировочная аппаратура, включает в себя: измерительный преобразователь вибрации, анализатор вибрации, стробоскопический датчик (Рис.3).

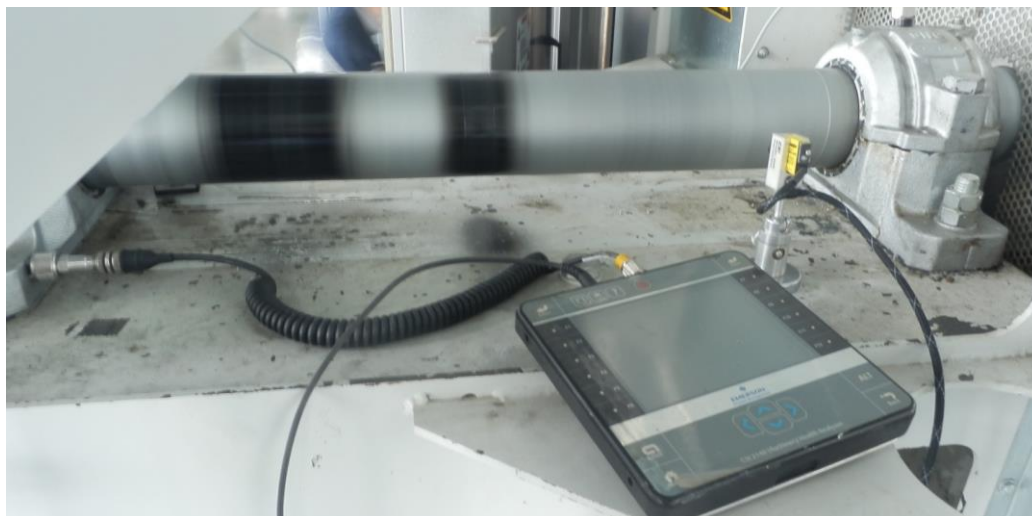


Рис.3. Применяемая аппаратура при амплитудно-фазовом методе.

Перед началом балансировки на ротор наносится специальная светоотражающая метка, условно в положение «0» часов. При вращении ротора на рабочей частоте определяется уровень вибрации и фазовый угол сдвига. Угол фазового сдвига характеризует на сколько метка сместилась относительно нулевого положения (рис.4,а).

Затем машина останавливается, и к ротору прикрепляется пробный груз, известного веса, в определенном угловом положении и на определённом расстоянии от центра вращения ротора. Далее измерения повторяются и снимаются новые показания - фазовый сдвиг и показания вибрации (рис.4,б).

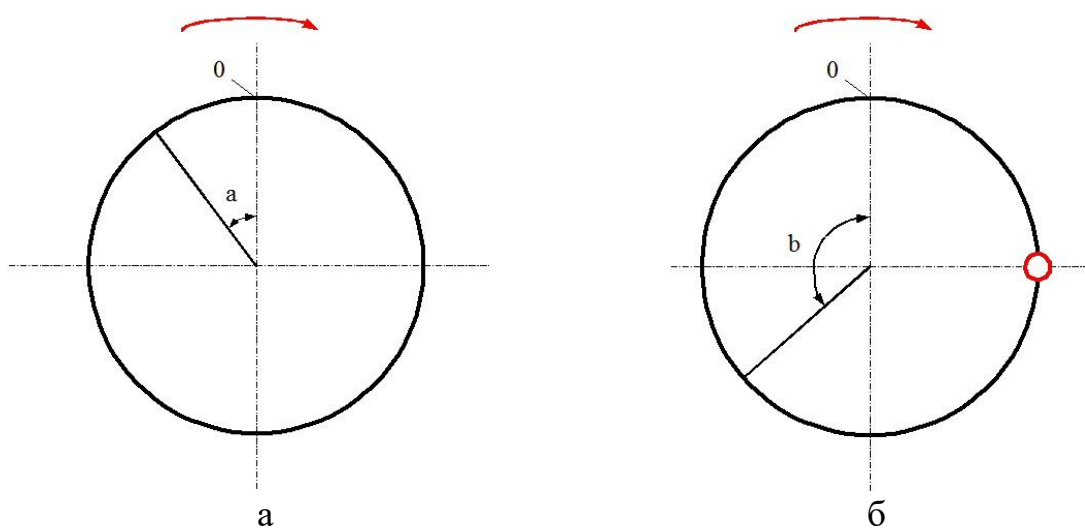


Рис.4. Балансировка амплитудно-фазовым методом:

а - изображение балансируемой детали (определяются уровень вибрации и угол);

б - изображение балансируемой детали с пробным грузом.

После этого измерения строится векторная диаграмма, по которой определяется величина и местоположение постоянной корректирующей массы. Направление вектора V_1 выбирается произвольно (рис.5), однако его длина пропорциональна измеренному уровню вибрации в первом

опыте. Вектор V_2 вычерчивается под углом b -а от направления V_1 , а его длина пропорциональна измеренному уровню вибрации во втором опыте. Различие сил дисбаланса при добавлении массы, представляет вектор V_3 . Таким образом, можно найти величину и направление вектора для устранения первоначального дисбаланса.

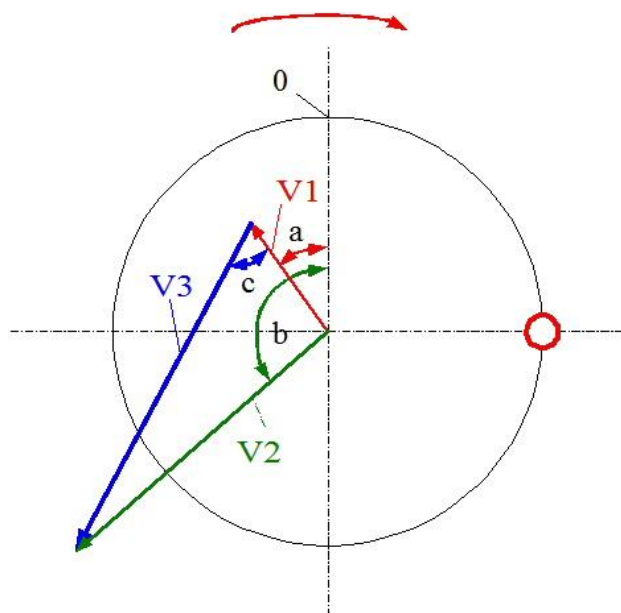


Рис.5. Построение векторной диаграммы при балансировке амплитудно-фазовым методом.

Его угловое смещение от положения вектора V_1 (по результатам первого испытания) определяется по векторной диаграмме (угол «с»), а корректирующая масса из соотношения: $m_2 = m_1 * V_1 / V_3$

Корректирующая масса дисбаланса расположена на том же расстоянии от центра вращения ротора, что и пробная масса.

Однократное использование описанных действий может быть недостаточно из-за неточности практических испытательных систем. Поэтому операции балансировки повторяются до достижения приемлемого уровня дисбаланса.

Проведение балансировки вращающихся частей возможно и без применения датчика фазы (стробоскопа). Такая балансировка известна под названием метода «трех точек» (Рис.6.). Этот метод значительно грубее метода со снятием фазы.



Рис.6. Применяемая аппаратура при методе «трёх точек».

Рассмотрим консольный вентилятор на котором имелось несколько дефектов моментный дисбаланс, недостаточная жёсткость конструкции, дефект сепаратора подшипника со стороны рабочего колеса вентилятора. Трудность проведения балансировки заключалась в том, что отсутствовал доступ к переднему покрывному диску. Первоначальные замеры вибрации представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2. Замеры вибрации вентилятора до балансировки (в «холодном» состоянии 13⁰С)

Диагностический узел	Общий уровень СКЗ (мм/с) в полосе 10 - 1000 Гц		
	X	Y	Z
1 (подшипник электродвигателя у вентилятора электродвигателя)	12,2	9,8	5,4
2 (подшипник электродвигателя со стороны рабочего колеса)	6,1	2,6	16,0

Таблица 3. Замеры вибрации вентилятора до балансировки (в «прогретом» состоянии 30⁰С)

Диагностический узел	Общий уровень СКЗ (мм/с) в полосе 10 - 1000 Гц		
	X	Y	Z
1 (подшипник электродвигателя у вентилятора электродвигателя)	9,0	8,0	9,0
2 (подшипник электродвигателя со стороны рабочего колеса)	3,0	5,0	17,8

Причиной появления дисбаланса явилось то, что при замене электродвигателя эксплуатирующим персоналом было нарушено взаимное положение ступицы и рабочего колеса (не были помечены при разборке), то есть была нарушена заводская балансировка рабочего колеса в сборе.

Так как основной составляющей динамического дисбаланса являлся моментный дисбаланс, вызывающий колебания вентилятора в осевом направлении (наиболее опасном для

электродвигателя) и отсутствовал доступ к переднему покрывному диску рабочего колеса, были приняты условия балансировки по одной точке 2Z в одной плоскости.

После балансировки проведен контроль общего уровня вибрации, максимальный уровень вибрации на вентиляторе 6,2 мм/с в радиальном направлении.

Была проведена дополнительная балансировка по двум точкам радиального направления и плоскости заднего покрывного диска. Что привело к уменьшению радиальной вибрации и росту осевой, второй балансировочный груз располагался в противоположном секторе к первоначальному. То есть для качественной балансировки его необходимо было расположить на переднем покрывном диске к которому отсутствовал доступ (см.таблица 4).

Таблица 4. Замеры вибрации вентилятора после дополнительной балансировки по точкам 2X, 2Y

Диагностический узел	Общий уровень СКЗ (мм/с) в полосе 10 - 1000 Гц		
	X	Y	Z
1 (подшипник электродвигателя у вентилятора электродвигателя)	2,2	4,1	2,5
2 (подшипник электродвигателя со стороны рабочего колеса)	3,2	5,1	4,7

Поэтому было принято решение оставить минимальные значения вибрации в осевом направлении путём снятия второго балансировочного груза, тем более, что наиболее высокие уровни вибрации в вертикальном направлении, что говорит о недостаточной жёсткости опоры.

После балансировки проведен контроль общего уровня вибрации (см. таблица 5).

Таблица 5

Диагностический узел	Общий уровень СКЗ (мм/с) в полосе 10 - 1000 Гц		
	X	Y	Z
1 (подшипник электродвигателя у вентилятора электродвигателя)	4,5	5,8	2,6
2 (подшипник электродвигателя со стороны рабочего колеса)	5,4	6,2	2,9

Специалисты Отдела Технического Сервиса (ОТС) компании «БАЛТЕХ» оперативно решают и задачи многоплоскостной и многорежимной балансировки роторов. В данном примере наш Заказчик был удовлетворен полученным визуальным эффектом снижения вибрации, ему были выданы рекомендации: провести смазку подшипников, усилить опорную конструкцию вентилятора, провести дополнительную балансировку после приработки подшипников нового электродвигателя и усиления опорной конструкции вентилятора.

Применение виброанализатора [CSI 2140](#) или приборов «ПРОТОН-Баланс-II», VALTECH VP-3470, программы расчёта динамической балансировки оборудования VALTECH-Balance позволяет выполнить сложную многоплоскостную динамическую балансировку оборудования «амлитудно-фазовым» методом за один пуск.