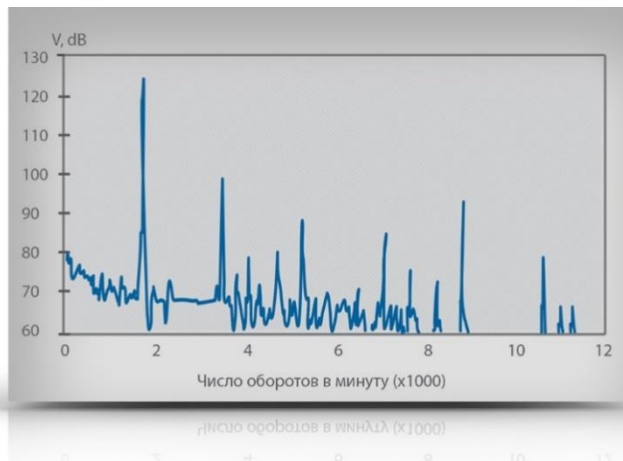


# Балансировка роторов



**принципы и порядок проведения работ**

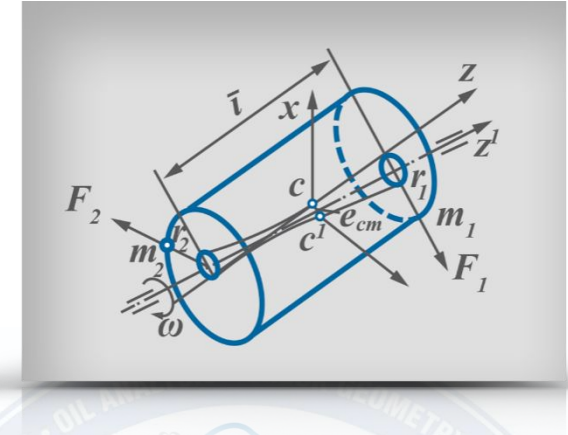
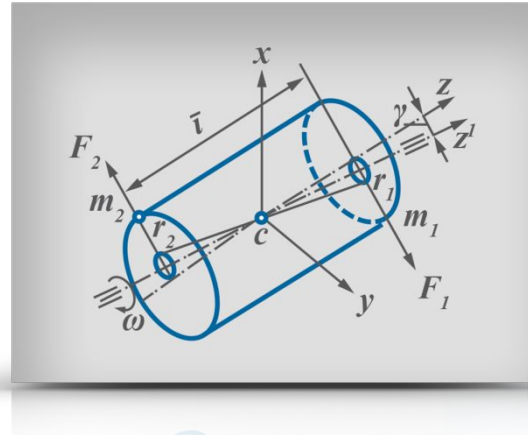
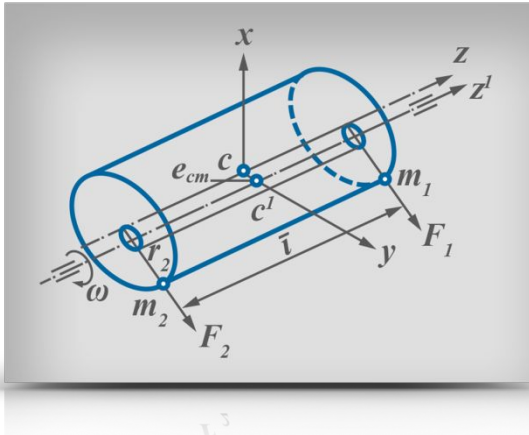
## Общие положения



Оценка технического состояния любого роторного механизма в первую очередь заключается в определении динамической сбалансированности ротора на его рабочих оборотах или в диапазоне рабочих оборотов.

**ВАЖНОСТЬ:** Динамические силы от дисбаланса являются одними из самых низкочастотных возмущающих сил в механизме и, значит, весьма опасными с точки зрения механической прочности конструктивных элементов механизма и, в первую очередь, прочности подшипников ротора.

Основа динамической балансировки роторного механизма - это снижение вибраций, контролируемых в точках на подшипниках, на частоте вращения с точки зрения достижения известных (расчетных или нормируемых) допустимых уровней вибрации подшипника из соображений обеспечения его механической прочности.



**Дисбаланс** - мера статической неуравновешенности ротора, векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы  $m$  на ее эксцентриситет  $e$ , где эксцентриситет  $e$  - радиус-вектор центра этой массы относительно оси ротора:

**Ротор считается отбалансированным**, когда его центральная ось инерции масс совпадает с осью вращения. Во всех остальных случаях его динамическое равновесие нарушено, и ротор имеет дисбаланс.

$$F = m\omega^2 e$$

где

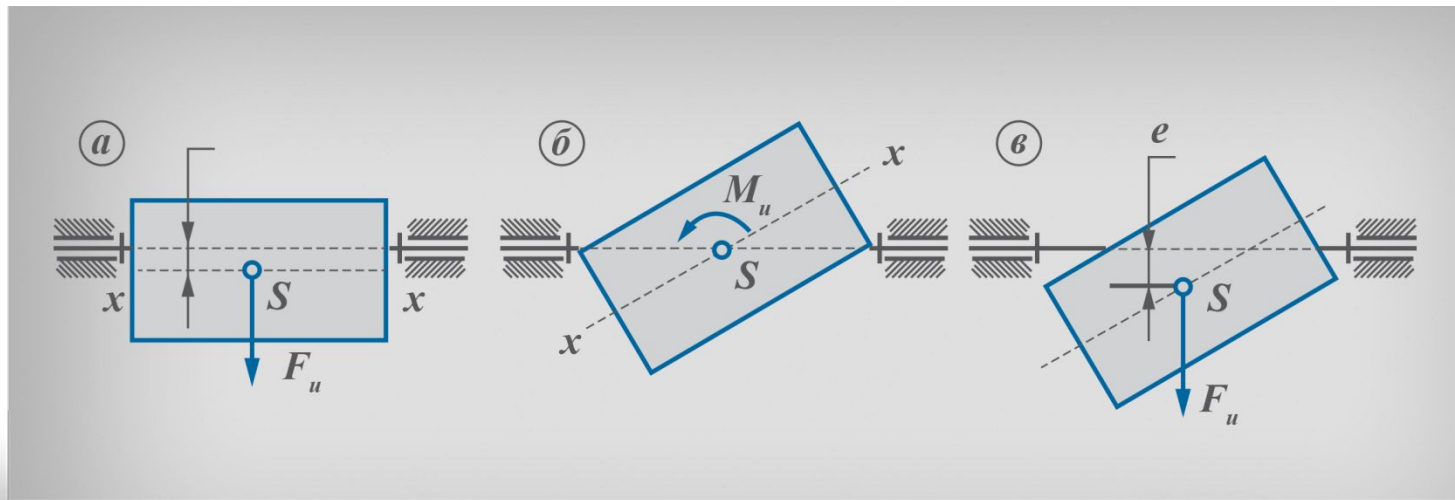
$\omega = 2\pi f$  - угловая скорость вращения тела

$f$  - частота вращения в Гц,

$e$  - расстояние от оси вращения до центра масс тела.

Процесс определения значений и углов дисбалансов ротора и уменьшение их корректировкой его масс называется **балансировкой**

## Виды неуравновешенности



В зависимости от взаимного расположения оси вращения и главной центральной оси инерции  $x-x$ , по [ГОСТ 19534-74](#), различают следующие виды неуравновешенности роторов:

- а) Статическую, когда эти оси параллельны;
- б) Моментную, когда оси пересекаются в центре масс ротора  $S$ ;
- в) Динамическую (смешанная), когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо не пересекаются, а перекрещиваются в пространстве.

## Нормативная база ГОСТ

**ГОСТ Р ИСО 20806-2007** Вибрация. Балансировка на месте роторов больших и средних размеров. Критерии и меры безопасности

**ГОСТ ИСО 1940-1-2007** Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса

**ГОСТ ИСО 1940-2-99** Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 2. Учет погрешностей оценки остаточного дисбаланса

**ГОСТ ИСО 7919-1-2002** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования

**ГОСТ ИСО 7919-3-2002** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Промышленные машинные комплексы

**ГОСТ ИСО 7919-4-2002** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Газотурбинные агрегаты

**ГОСТ ИСО 10816-1-97** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования

**ГОСТ ИСО 10816-3-2002** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup>

**ГОСТ ИСО 10816-4-2001** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки

**ГОСТ 19534-74** Балансировка вращающихся тел. Термины

**ГОСТ 20076-2007 (ИСО 2953:1999)** Вибрация. Станки балансировочные. Характеристики и методы их проверки

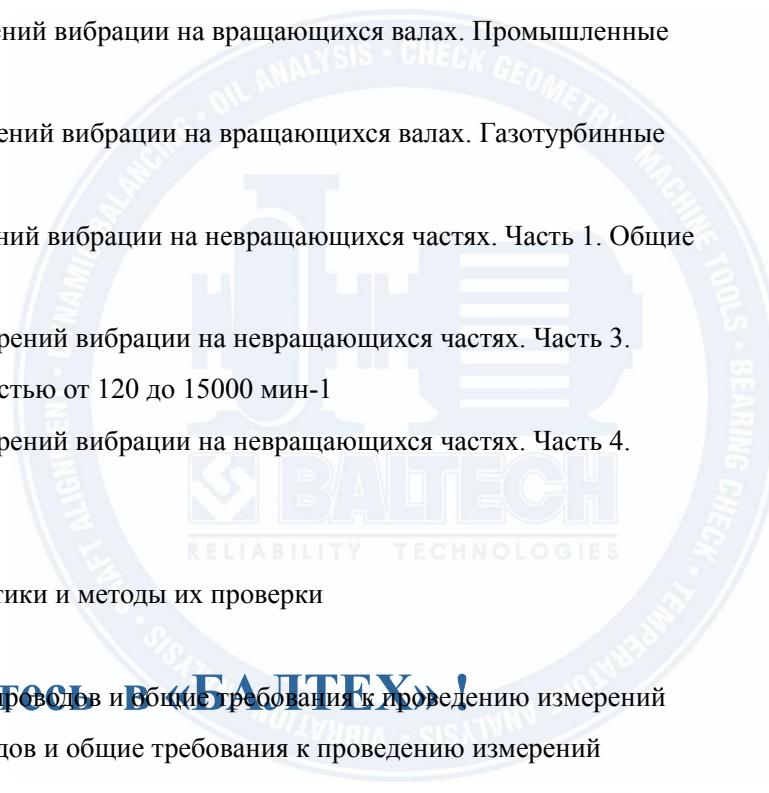
**ГОСТ 24346-80** Вибрация. Термины и определения

**ГОСТ 25364-97** Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений

**ГОСТ 27165-97** Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений

**ГОСТ 28989-91 (ИСО 3719-82)** Станки балансировочные. Символы на панелях управления

**ГОСТ 28989-91 (ИСО 3719-82)** Вибрация. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу



**Нормативная база «БАЛТЕХ»!**

**Балансировка** представляет собой процесс проверки распределения масс ротора (вращающейся детали) и, при необходимости, изменения этого распределения таким образом, чтобы удовлетворить требованиям к допустимому дисбалансу.

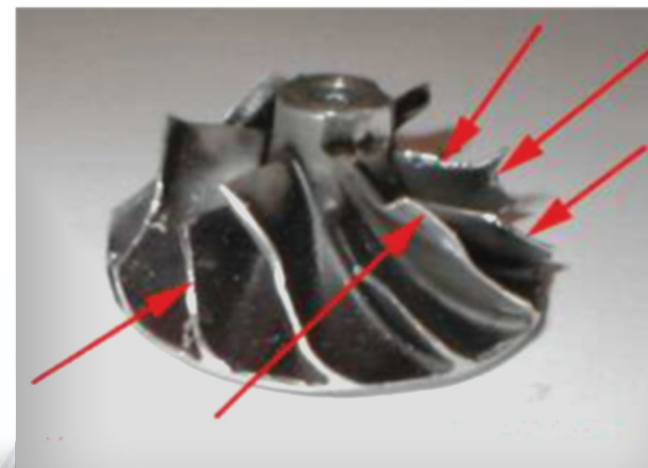
**При балансировке на месте** корректирующие массы устанавливаются на ротор в определенных доступных местах. В результате этой процедуры добиваются снижения колебаний вала или опоры до заданных пределов, чтобы обеспечить безаварийную работу машины в течение всего жизненного цикла.



**CSI 2140**

## Причины возникновения дисбаланса

- неоднородность материала ротора
- погрешности изготовления и сборки
- износ узлов
- оседание на роторе загрязняющих частиц
- изменение состояния ротора во время работы машины



Характерные повреждения лопаток компрессионного колеса при большом дисбалансе

Важно понимать, что любому, даже серийно-производимому ротору присуще собственное распределение масс, т.е. собственный дисбаланс.

Новые роторы перед установкой в машину обычно подвергают балансировке на балансировочном станке изготовителя машины. Ротор после ремонта также может быть предварительно уравновешен на балансировочном станке, а в случае отсутствия необходимого оборудования - на месте установки.

## Дополнительные источники дисбаланса определяются:

- Наличием технологических допусков при сборке ротора;
- Точностью посадки ротора в его подшипниковые опоры;
- Точностью центровки сопряженных валов;
- Влиянием на величину дисбаланса условий эксплуатации (влияние перекачиваемой жидкости для насосов, температурные условия при эксплуатации), которые невозможно воспроизвести при балансировке на станке.



Кроме того, в процессе эксплуатации машины происходит увеличение дисбаланса. Это связано с появлением сколов или налипанием среды на вращающиеся части машины, их коррозионным износом, ослаблением связей в составных роторах, ослаблением опор и фундаментных конструкций.



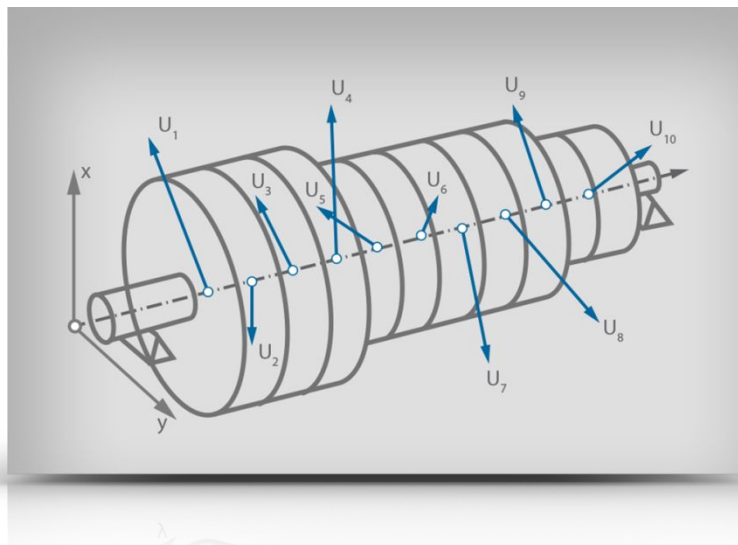
## Причины, ограничивающие эффективность балансировки

- Дефекты сборки машины, в частности несоосность валов, изгиб линии вала, перекося подшипников;
- Существенное различие в жесткостях опор машины в разных направлениях измерения;
- Сильно развитые дефекты подшипников, опор и фундаментных конструкций.



## Распределение дисбалансов

**Дисбаланс ротора** может быть описан совокупностью бесконечного числа векторов дисбалансов, распределенных вдоль оси ротора. Если ротор представить в виде модели со сосредоточенными параметрами, то дисбаланс можно представить в виде конечного числа векторов дисбалансов с разными значениями и фазовыми углами (углами дисбаланса), как показано на рисунке:



На рисунке показано распределение локальных дисбалансов ротора, моделируемого десятью расположенными вдоль оси ротора массами, плоскости вращения которых перпендикулярны к оси ротора

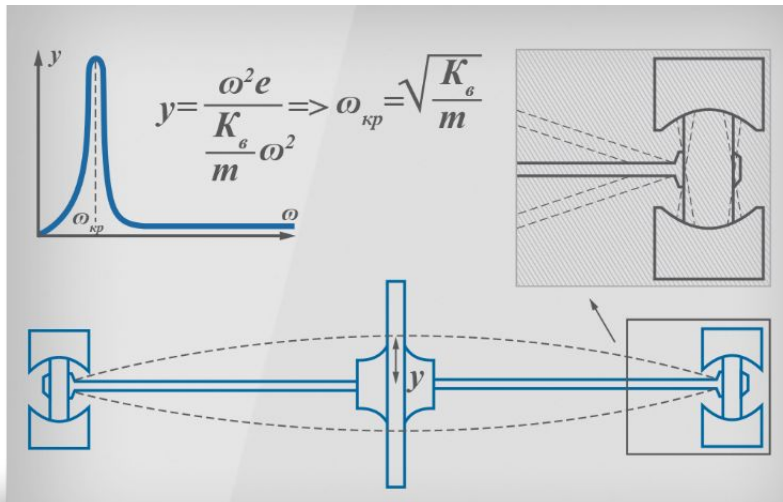
Идеально уравновешенный ротор может быть получен компенсацией всех векторов дисбалансов в плоскостях, где они расположены. На практике измерить дисбалансы, соответствующие отдельным частям ротора, невозможно. Кроме того, в этом, как правило, нет необходимости. Информация о распределении дисбалансов, требуемая для балансировки ротора, определяет метод балансировки.

## Динамическое поведение роторов

На практике обычно все роторы относят к одному из двух типов: **жесткий** или **гибкий**.

Методы балансировки роторов этих типов приведены в  
**ГОСТ ИСО 1940-1 и ГОСТ 31320**

Хотя дисбаланс является свойством ротора, динамическое поведение ротора в нормальных условиях работы зависит также от динамических свойств подшипникового узла (подшипника и корпуса подшипника), а также от частоты вращения ротора. Более того, на выбор метода балансировки могут повлиять также установленные требования к качеству балансировки и начальное распределение дисбалансов ротора.



### Схема «Ротора Лавалья»

где

$y$  – прогиб вала в месте крепления диска,

$e$  – эксцентриситет,

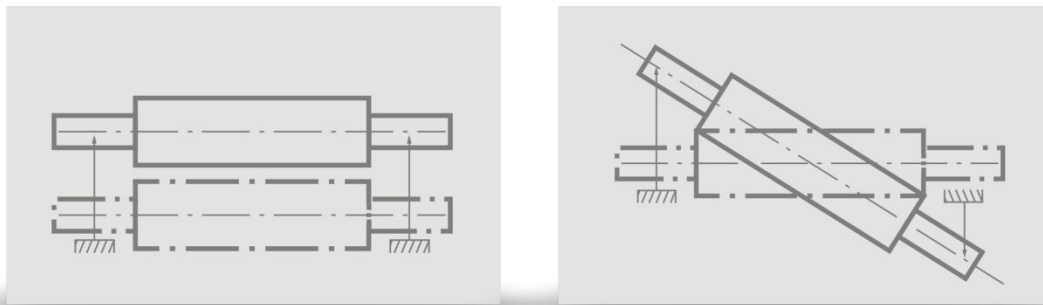
$K_b$  – жесткость вала, приведенная к точке крепления диска,

$\omega$  – угловая скорость вращения

$\omega_{кр}$  - критическая скорость определяется равенством нулю знаменателя, причем при ее превышении вал обретает устойчивость при ( $y$ ) стремящемся к  $(-e)$ .

## Ротор, рассматриваемый как ЖЕСТКИЙ

Если ротор вращается как **абсолютно твердое тело** на упругих опорах, то его перемещения представляют собой сочетание двух движений, как на приведенном рисунке. У такого ротора отсутствуют изгибные колебания, а его перемещения обусловлены только колебаниями подшипникового узла.



Формы движения жесткого ротора, представляющего собой симметричное твердое тело на симметричных упругих опорах.

В реальности ни один ротор нельзя считать абсолютно твердым телом, и любой из них имеет малые (по сравнению с указанными формами движения жесткого ротора) изгибные деформации. Однако ротор можно рассматривать как жесткий при условии, что его деформации, связанные с распределением дисбалансов вдоль ротора, не превышают заданных допустимых значений на любой частоте вращения ротора вплоть до максимальной рабочей частоты. Большинство таких роторов могут быть уравновешены методами по **ГОСТ ИСО 1940-1**.

Их целью является устранение главного вектора дисбалансов установкой масс в одной плоскости коррекции или динамической неуравновешенности распределением масс по двум плоскостям коррекции.



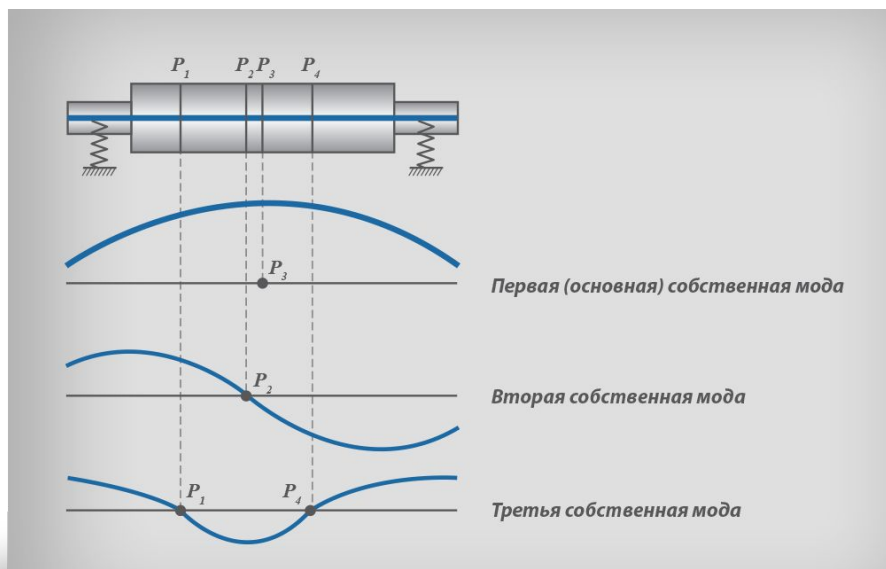
**Ротор, который в процессе работы должен вести себя как жесткий, может быть уравновешен на любой скорости балансировочного станка, при условии, что она достаточно низка для сохранения ротором свойств твердого тела.**

## Ротор, рассматриваемый как ГИБКИЙ



При повышении частоты вращения или при уменьшении допустимого дисбаланса ротор, рассматриваемый ранее как жесткий, может начать проявлять характерные признаки гибкого ротора.

Деформации ротора становятся значительными, а методы, применяемые при балансировке жесткого ротора, - недостаточными для достижения требуемой уравновешенности. Типичные формы изгибных колебаний симметричного ротора показаны на приведенном рисунке. Для ротора, проявляющего признаки гибкого ротора, используют методы балансировки по [ГОСТ 31320](#).



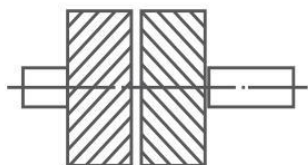
Схематичное представление первых трех мод изгибных колебаний гибкого ротора на упругих опорах

Поведение ротора	Стандарт	Метод балансировки (латинские буквы указывают метод по ГОСТ 31320)
<b>Жесткий ротор (рис. а)</b>	<b>ГОСТ ИСО 1940-1</b>	Одно- и двухплоскостная балансировка <sup>а</sup>
<b>Гибкий ротор (рис. б)</b>	<b>ГОСТ 31320<sup>б</sup></b>	Методы балансировки на низкой частоте вращения (А-Е) Балансировка на нескольких частотах вращения (G) Балансировка на одной (обычно, рабочей) частоте вращения (H)
<b>Ротор с упругими элементами (рис. с)</b>		Балансировка на фиксированной частоте вращения (I)
<b>Ротор с элементами с изменяющейся посадкой (рис. d)</b>		Посадка элементов ротора в свое положение на высокой частоте вращения <sup>с</sup>

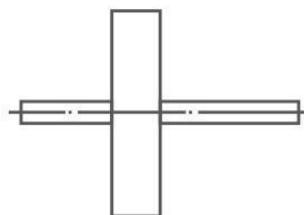
<sup>а</sup> Одно- и двухплоскостная балансировки уменьшают главный вектор дисбалансов и главный момент дисбалансов

<sup>б</sup> В **ГОСТ 31320** термин «гибкий ротор» использован для определения ротора, проявляющего в динамическом поведении свойства гибкого ротора; ротора с упругими элементами и ротора с элементами, изменяющими свою посадку во время вращения ротора

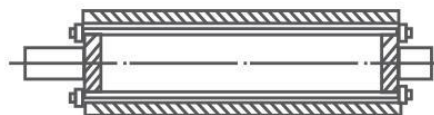
<sup>с</sup> Данный метод в **ГОСТ 31320** не имеет буквенного обозначения

**a**


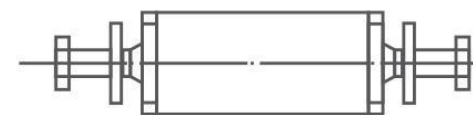
Жесткий ротор  
(зубчатое колесо)

**b**


Гибкий ротор  
(диск на упругом валу, например,  
ротор Лавалья)

**c**


Ротор с упругими элементами  
(барабан с соединительными  
тягами)

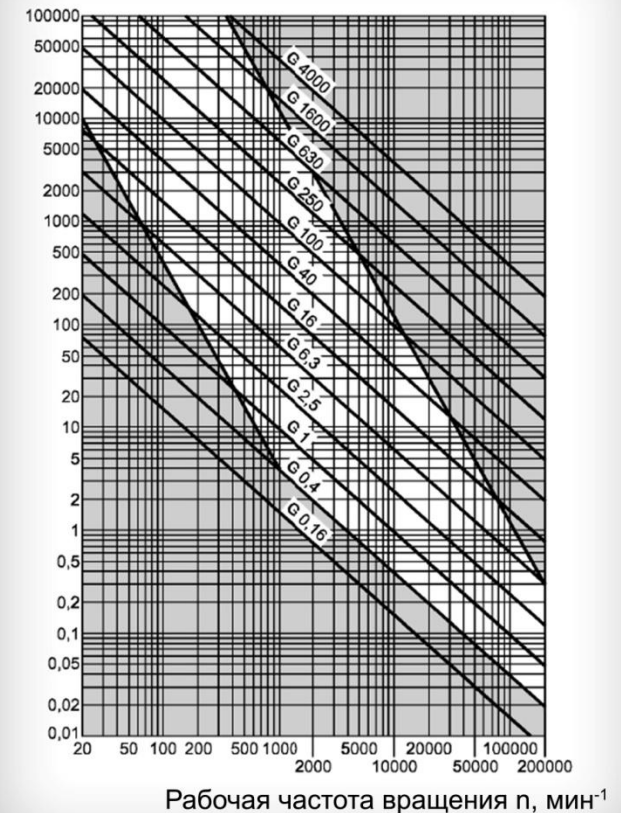
**d**


Ротор с элементами  
с изменяющейся посадкой  
(обмотка на бочке ротора)





# Рекомендуемые классы точности балансировки для жестких роторов

Виды машин (роторов)	Класс точности балансировки
Приводные коленчатые валы (конструктивно не уравновешенные) для крупных низкоскоростных судовых дизельных двигателей (скорость движения поршня менее 9 м/с).	<b>G 4000</b>
Приводные коленчатые валы (конструктивно уравновешенные) для крупных низкоскоростных судовых дизельных двигателей (скорость движения поршня менее 9 м/с).	<b>G 1600</b>
Приводные коленчатые валы (конструктивно не уравновешенные) на виброизоляторах.	<b>G 630</b>
Приводные коленчатые валы (конструктивно не уравновешенные) на жестких опорах.	<b>G 250</b>
Двигатели возвратно-поступательного действия в сборе для легковых автомобилей, грузовиков и локомотивов.	<b>G 100</b>
Детали автомобилей: колеса, колесные диски, колесные пары, трансмиссии. Приводные коленчатые валы (конструктивно уравновешенные) на виброизоляторах.	<b>G 40</b>
Сельскохозяйственные машины. Приводные коленчатые валы (уравновешенные) на жестких опорах. Дробилки. Приводные валы (карданные валы, винтовые валы).	<b>G 16</b>
Авиационные газовые турбины. Центрифуги (сепараторы, отстойники). Электрические двигатели и генераторы (с высотой оси вала не менее 80 мм) с максимальной номинальной частотой вращения до 950 мин <sup>-1</sup> . Электрические двигатели с высотой оси вала менее 80 мм. Вентиляторы. Зубчатые передачи. Машины общего назначения. Металлорежущие станки. Бумагоделательные машины. Насосы. Турбонагнетатели. Водяные турбины.	<b>G 6,3</b>
Компрессоры. Приводы с управлением от компьютера. Электрические двигатели и генераторы (с высотой оси вала не менее 80 мм) с максимальной номинальной частотой вращения свыше 950 мин <sup>-1</sup> . Газовые и паровые турбины. Приводы металлорежущих станков. Текстильные станки.	<b>G 2,5</b>
Приводы аудио- и видеоаппаратуры. Приводы шлифовальных станков (машин).	<b>G 1</b>
Шпиндели и приводы высокоточного оборудования. Гироскопы.	<b>G 0,4</b>

Допустимый остаточный удельный дисбаланс  $e_{per}$ , г·мм/кг






# Методы балансировки для роторов разной конфигурации

СХЕМАТИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РОТОРА	ОПИСАНИЕ РОТОРА		ОТНОШЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ К ЧАСТОТЕ ПЕРВОГО РЕЗОНАНСА	СТАНДАРТ И МЕТОД БАЛАНСИРОВКИ
	Любой конфигурации		$<0,3$	ГОСТ ИСО 1940-1, одна или две плоскости коррекции
	Один жесткий диск на упругом валу, дисбаланс которого незначителен	Диск перпендикулярен к оси вала	Любое	ГОСТ ИСО 1940-1, одна плоскость коррекции
		Диск с осевым биением		ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
	Два жестких диска на упругом валу, дисбаланс которого незначителен	Оба диска перпендикулярны к оси вала	$<0,7$	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
		Диск (один или оба) с осевым биением		ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
	Более одного жесткого диска на упругом валу, дисбаланс которого незначителен		$\geq 0,7$	ГОСТ 31320, метод G
			$<0,7$	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
	Одна жесткая секция на упругом валу, дисбаланс которого незначителен		$\geq 0,7$	ГОСТ 31320, метод G
			Любое	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции



# Методы балансировки для роторов разной конфигурации

СХЕМАТИЧНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РОТОРА	ОПИСАНИЕ РОТОРА		ОТНОШЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ К ЧАСТОТЕ ПЕРВОГО РЕЗОНАНСА	СТАНДАРТ И МЕТОД БАЛАНСИРОВКИ
	Две или более жестких секции на упругом валу, дисбаланс которого незначителен		<0,7	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
			≥0,7	ГОСТ 31320, метод G
	Цилиндрический барабан	Известное (равномерное) распределение дисбалансов	<0,6	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
			≥0,6	ГОСТ 31320, метод F
		Распределение дисбалансов неизвестно	<0,6	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
			≥0,6	ГОСТ 31320, метод G
	Ротор с барабанами, жесткими секциями, дисками		<0,6	ГОСТ ИСО 1940-1, две плоскости коррекции
	Цельный ротор		≥0,6	ГОСТ 31320, метод G
	Любая другая конфигурация		Неизвестно	ГОСТ 31320

ПРИМЕЧАНИЕ 1: Рекомендации основаны на типичных значениях допустимого и начального дисбалансов.

ПРИМЕЧАНИЕ 2: Рекомендации даны в предположении, что элементы ротора не были предварительно уравновешены.

ПРИМЕЧАНИЕ 3: Под частотой первого резонанса понимается резонанс изгибных колебаний ротора.

ПРИМЕЧАНИЕ 4: Низший резонанс может быть связан с одной из форм колебаний ротора как твердого тела на упругих опорах. Его не следует путать с резонансной частотой изгибных колебаний.

## Процедуры балансировки по ГОСТ 31320-2006

Процедура	Виды машин (роторов)
<b>Низкоскоростная балансировка</b>	
<b>A</b>	Одноплоскостная балансировка
<b>B</b>	Двухплоскостная балансировка
<b>C</b>	Балансировка отдельных узлов перед сборкой
<b>D</b>	Последующая балансировка при контроле начального дисбаланса
<b>E</b>	Балансировка на этапах сборки
<b>F</b>	Балансировка в оптимальных плоскостях
<b>Высокоскоростная балансировка</b>	
<b>G</b>	Балансировка на нескольких скоростях вращения
<b>H</b>	Балансировка на рабочей скорости
<b>I</b>	Балансировка на фиксированной скорости



**Рекомендация: Зафиксируйте процедуры A-I в конспектах**

## Процедура А - Одноплоскостная балансировка

Если начальный дисбаланс сосредоточен преимущественным образом в одной поперечной плоскости и в этой же плоскости осуществляют установку корректирующих масс, ротор будет уравновешен на всех скоростях вращения.

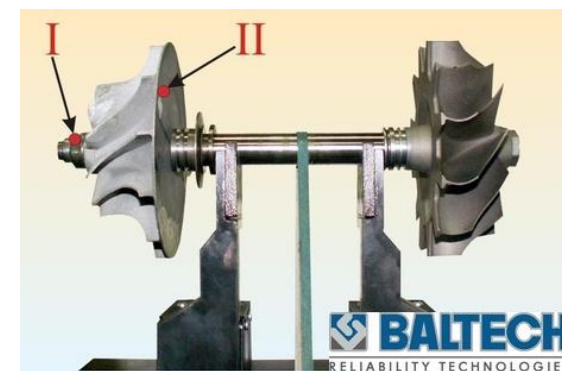
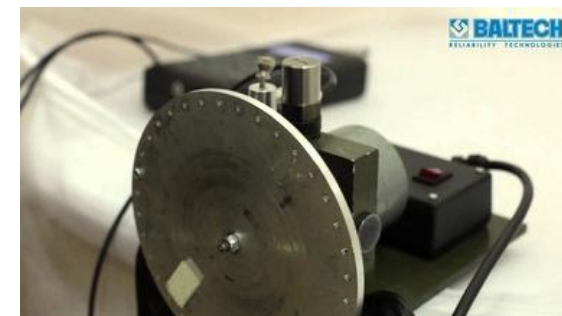
## Процедура В - Двухплоскостная балансировка

Если начальный дисбаланс сосредоточен главным образом в двух поперечных плоскостях и в тех же самых плоскостях устанавливают корректирующие массы, ротор будет уравновешен на всех скоростях вращения.

Если дисбаланс ротора распределен по жесткой секции ротора и коррекцию дисбаланса осуществляют в этой секции, ротор также будет уравновешен на всех скоростях вращения.

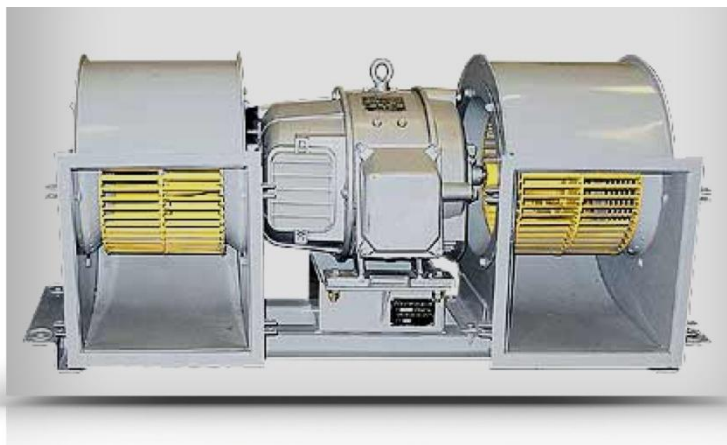
## Процедура С - Балансировка отдельных узлов перед сборкой

Перед сборкой каждая часть ротора (например, крыльчатка и вал), должна быть уравновешена на низкой скорости вращения в соответствии с [ГОСТ 22061](#). При установке ротора необходимо сохранять в пределах допуска симметричность относительно оси вращения как для самого вала, так и для устройств крепления элементов ротора.



## Процедура D - Последующая балансировка при контроле начального дисбаланса

Ротор, собранный из уравновешенных элементов (после выполнения процедуры C), может, тем не менее, иметь повышенный дисбаланс. Последующая балансировка ротора на низкой частоте вращения допустима только в случае, когда начальный дисбаланс ротора в собранном состоянии не превышает установленных пределов. При наличии информации о жесткости вала или опоры и других динамических характеристиках полезным будет анализ с использованием математических моделей.



Опыт показывает, что симметричный ротор, удовлетворяющий вышеперечисленным требованиям, но имеющий дополнительную центральную плоскость коррекции, может быть уравновешен и при более высоких значениях начального дисбаланса после сборки.

Для несимметричного ротора или ротора с консольными частями можно использовать аналогичную процедуру, но доля дисбаланса, устраняемая в разных плоскостях коррекции, может быть другой, и ее следует определить опытным путем.

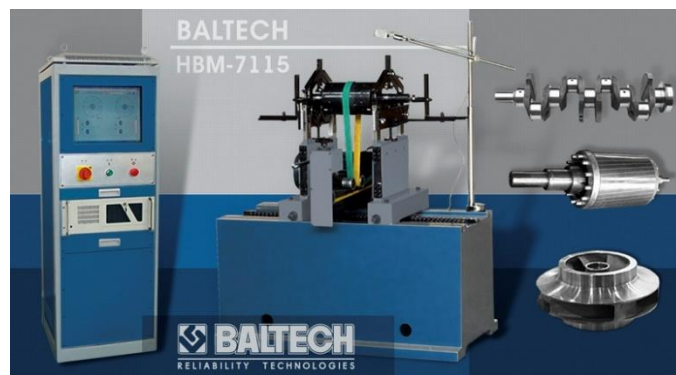
В ряде случаев начальный дисбаланс ротора может оказаться столь велик, что это потребует применения других методов балансировки, например процедуры E.

## Процедура Е - Балансировка на этапах сборки

Предварительно уравнивают вал. После этого ротор подвергают балансировке каждый раз, когда на него устанавливают дополнительную деталь, причем корректирующие массы размещают именно на этой детали. Такой метод позволяет избежать необходимости проверять симметрию вала и устройств крепления элементов ротора.

При использовании данной процедуры важно убедиться, что состояние уравновешенности уже установленных деталей не изменяется при добавлении последующих элементов.

Иногда можно устанавливать две плоские детали одновременно и затем проводить двухплоскостную балансировку ротора, используя в качестве плоскостей коррекции поверхности этих деталей. В случаях, когда жесткая секция состоит из нескольких элементов, которые обычно уравнивают в процессе двухплоскостной балансировки, эту жесткую секцию можно устанавливать на ротор сразу как единое целое, после чего провести двухплоскостную балансировку.



## Процедура F - Балансировка в оптимальных плоскостях

Если из-за особенностей конструкции или метода изготовления роторы одной серии имеют дисбаланс, равномерно распределенный по всей длине (например, трубы), то уравнированность ротора во всем диапазоне рабочих скоростей может быть достигнута благодаря подходящему выбору положений двух плоскостей коррекции вдоль оси ротора с последующей балансировкой на низкой скорости вращения. Оптимальное расположение плоскостей коррекции, позволяющее добиться наилучших условий эксплуатации ротора, можно определить только в результате экспериментов над группой роторов одного типа.



## Общие положения «ГИБКИЕ РОТОРЫ»



Обычно **гибкие роторы** уравнивают на высоких скоростях вращения, однако в некоторых случаях возможно проведение низкоскоростной балансировки с применением соответствующих процедур.

### Процедура G - Балансировка на нескольких скоростях вращения

Уравнивания ротора достигают на основе анализа мод колебаний и последовательной балансировки на разных скоростях, выбираемых достаточно близкими к критическим скоростям ротора в пределах рабочего диапазона скоростей вращения. Кроме того, рекомендуется проводить балансировку также на максимально допустимой испытательной скорости. Суть метода состоит в последовательном устранении дисбаланса для каждой моды в пределах рабочего диапазона скоростей и в окончательной балансировке для устранения дисбалансов оставшихся (более высоких) мод на максимальной балансировочной скорости.

Обычно данный метод предполагает использование компьютерных программ, реализующих автоматизированные процедуры расчета, например на основе коэффициентов влияния. В наиболее простом варианте использование компьютера в системе балансировки позволяет облегчить оператору выполнение таких операций, как вычитание векторов.



**ВАРИАНТ РЕАЛИЗАЦИИ –**  
**Программное обеспечение BALTECH-Balance**

# ВАРИАНТ РЕАЛИЗАЦИИ – программа BALTECH-Balance

Untitled - Balancing calculations

0a1n

Data

	Probe		Plain 1		Plain 2		Plain 3		Plain 4	
	A	Ph°	A	Ph°	A	Ph°	A	Ph°	A	Ph°
Masses			57.5	0	57.5	0	0	0	0	0
Point 1	<input checked="" type="checkbox"/> 20.4	241	12.3	259	10.5	283	0	0	0	0
Point 2	<input checked="" type="checkbox"/> 18	281	8.6	325	9.7	351	0	0	0	0
Point 3	<input checked="" type="checkbox"/> 5	108	5.8	49	7.3	188	0	0	0	0
Point 4	<input checked="" type="checkbox"/> 33.8	13	16.8	28	8.5	37	0	0	0	0
Point 5	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 6	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 7	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 8	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 9	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 10	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 11	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 12	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 13	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 14	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 15	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Point 16	<input type="checkbox"/> 0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Machine: Sample  Remove probe masses

RPM: 3000 rpm  On rotation

Comment: Пример расчета

Recalculate Adjust Add Vectors Div Vector

Results

Протокол балансировки  
06.02.2012 15:37:19

Комментарий: Пример расчета  
Механизм: Sample  
Скорость вращения: 3000 rpm  
Число плоскостей: 2  
Число точек: 4  
Амплитуда (тип): СКВ  
Единицы амплитуды: мм/с  
Единицы углов: град  
Пробные массы: снимаются  
Углы установки масс: против вращения

Исходная вибрация

Точка	Амплитуда	фаза
1	20.40	241
2	18.00	281
3	5.00	108
4	33.80	13

Пробная масса 1  
Масса 57.50, Угол 0

Точка	Амплитуда	фаза
1	12.30	259
2	8.60	325
3	5.80	49
4	16.80	28

Пробная масса 2

Save As

06.02.2012 15:37:19

06.02.2012

06.02.2012

06.02.2012

2012-02-06



## Процедура Н - Балансировка на рабочей скорости

Некоторые гибкие роторы, до достижения рабочей скорости проходящие одну или несколько критических скоростей вращения, могут, в определенных условиях, быть уравновешены с использованием только одной балансировочной скорости (обычно это рабочая скорость машины). К таким роторам не относятся роторы, критическая скорость которых близка к рабочей, а также роторы, входящие в состав валопроводов.

В общем случае роторы, уравновешиваемые только на рабочей скорости, должны удовлетворять, как минимум, одному из следующих условий:

- разгон вплоть до эксплуатационной скорости и выбег происходят настолько быстро, что амплитуда вибрации на критических скоростях не успевает выйти за допустимые пределы;
- система обладает достаточно высоким демпфированием, позволяющим удерживать вибрацию на критических скоростях в допустимых пределах;
- опора ротора сконструирована так, чтобы избежать нежелательной вибрации;
- высокий уровень вибрации на критических скоростях является приемлемым;
- ротор основную часть времени вращается на рабочей скорости, так что иными нежелательными условиями его работы при разгоне/выбеге можно пренебречь.



## Процедура I - Балансировка на фиксированной скорости

### Общие положения

Роторы, конструкция которых позволяет ограничиться балансировкой либо на низкой скорости, либо на высокой скорости вращения – содержат один или несколько элементов, которые следует рассматривать либо как гибкие, либо как гибко закрепленные, так что дисбаланс системы может изменяться с изменением скорости.

### Описание процедуры

Иногда роторы данного типа могут быть уравновешены с помощью противовесов, обладающих аналогичными характеристиками. Если такое невозможно, необходимо воспользоваться следующими процедурами.

**Роторы категории а)** должны быть уравновешены на балансировочных станках на той скорости, для которой установлено требование к уравновешенности ротора.

**Роторы категории б)** должны быть уравновешены на скорости, превышающей ту, после которой прекращается изменение дисбаланса.



## Балансировка на месте (в «собственных опорах»)



## Общие положения

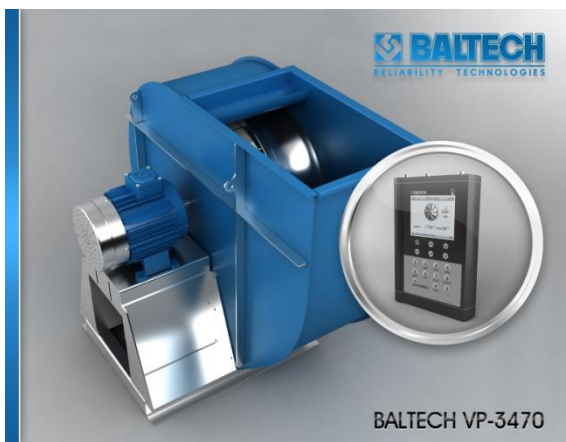
При балансировке на месте корректирующие массы устанавливаются на ротор в определенных доступных местах. В результате этой процедуры добиваются снижения колебаний вала или опоры до заданных пределов, чтобы обеспечить безаварийную работу машины в течение всего жизненного цикла.



## Основания для проведения балансировки на месте

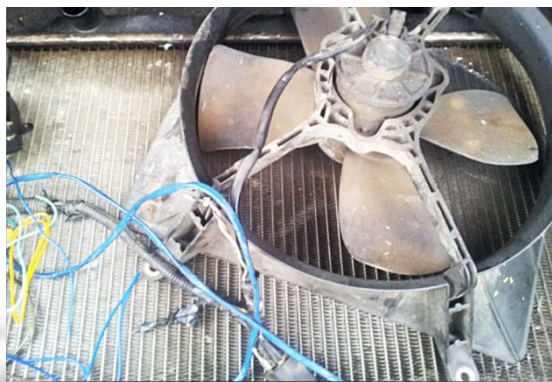
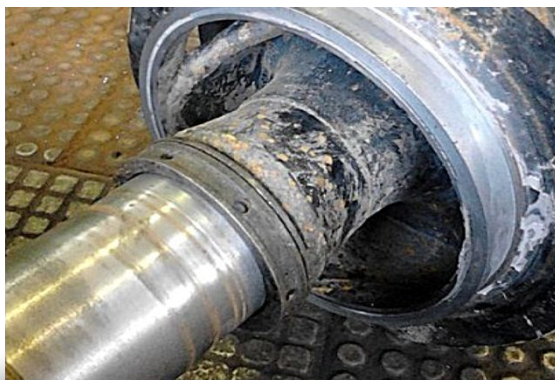
Хотя отдельный ротор может быть удовлетворительно уравновешен на низкоскоростном или высокоскоростном балансировочном станке, после его установки на машину в составе валопровода может потребоваться проведение дополнительной балансировки. Это обуславливается разными условиями вращения ротора в реальной машине и на балансировочном станке, в том числе:

- разными динамическими характеристиками опор ротора на машине и балансировочном станке;
- неточностью сборки при установке ротора на машину;
- наличием элементов, которые не могут быть уравновешены до их сборки;
- изменением дисбаланса ротора в реальных условиях работы машины.



## Балансировка на месте может потребоваться для компенсации изменений состояния ротора в процессе его эксплуатации, таких как:

- износ;
- утрата некоторых частей конструкции
- изменение взаимного расположения или замена частей ротора в процессе ремонта;
- смещение элементов валопровода (муфт, дисков газовых турбин, короткозамыкающих колец асинхронных двигателей).



## Дополнительная балансировка на месте может быть обусловлена также рядом технических или экономических причин, таких как:

- отсутствие балансировочного станка;
- экономическая невыгодность предварительной балансировки на балансировочном станке;
- экономическая невыгодность демонтажа машины и транспортировки ротора до балансировочного оборудования.

## Цели балансировки на месте

Задачей балансировки является снижение вибрации до уровня, позволяющего осуществлять долговременную эксплуатацию машины. Для большинства машин предельные значения вибрации устанавливаются либо на основе практики их эксплуатации, либо используя рекомендации стандартов [ГОСТ ИСО 10816](#) и [ГОСТ ИСО 7919](#) в отношении вибрации, соответственно, на невращающихся частях и на валах.

Если первоочередного внимания требует дисбаланс ротора, то его посредством балансировки необходимо уменьшить до допустимых пределов.

$V_{скз}$ , мм/с	Класс 1 Маленькие станки	Класс 2 Средние станки	Класс 3 Большой жесткий фундамент	Класс 4 Большой мягкий фундамент
0,28				
0.45	A			
0.71		A		
1.12	B		A	
1.8		B		A
2.8	C		B	
4.5		C		B
7.1	D		C	
11.2		D		C
18			D	
28				D
45				

## Меры безопасности

Балансировка на месте должна быть выполнена только квалифицированным персоналом, понимающим последствия установки на ротор пробных и корректирующих масс и имеющих опыт обслуживания машины, в состав которой входит уравниваемый ротор. Несоблюдение этого требования может привести к повышенному риску повреждения машины и получения травм обслуживающим персоналом.



В процессе балансировки на месте машина подвергается многократным пускам и остановам, что может быть связано с нагрузками, нехарактерными для работы машины в нормальных условиях. Необходимо убедиться, что многократные пуски и остановки не приведут к ухудшению надежности и сокращению срока эксплуатации машины.

## Установка корректирующих масс

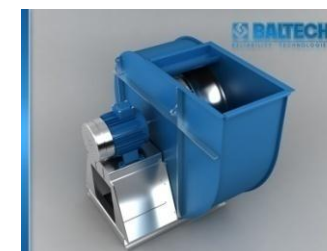
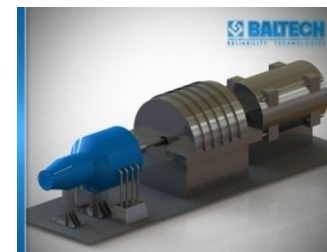
При добавлении пробных и корректирующих масс необходимо убедиться в их надежном закреплении, позволяющем противостоять развиваемой центробежной силе. Корректирующие массы, будучи размещенными на роторе, не должны мешать нормальной работе машины (например, не задевать во время вращения статорные элементы машины при тепловом расширении ротора). Если порядок установки корректирующих масс указан в инструкции изготовителя, то данную установку следует осуществлять в соответствии с этой инструкцией.





## Меры безопасности для машин определенных классов

Класс точности балансировки	Виды машин (роторов)
<b>Турбины</b>	<p>Перед остановкой турбины для добавления корректирующих масс или нанесения фазовой метки следует убедиться, что приняты меры по предотвращению изгиба вала. Обычно для этого вала позволяют некоторое время вращаться для постепенного выравнивания температуры.</p> <p>Срок эксплуатации ротора может уменьшаться с увеличением числа пусков машины. Это необходимо учитывать при определении стратегии балансировки на месте.</p>
<b>Электродвигатели</b>	<p>Некоторые электродвигатели имеют ограничение на допустимое число пусков в час.</p> <p>Набор скорости электродвигателем от нулевого до максимального значения может быть неконтролируемым. Поэтому пробные массы следует выбирать таких размеров, чтобы они не могли вызвать повреждение машины даже в случае установки их в неправильном положении.</p>
<b>Насосы</b>	<p>Для безопасной работы некоторых насосов необходимо, чтобы они постоянно были заполнены жидкостью. Это требование следует соблюдать и при выполнении балансировки на месте.</p>
<b>Крупные вентиляторы</b>	<p>Поток, создаваемый вентилятором в процессе балансировки, должен оставаться правильно распределенным. Например, если для проведения балансировки необходимо перекрыть заслонку вентилятора, то это может привести к срыву потока.</p> <p>Жидкости, подаваемые вентилятором в процессе работы, могут быть горячими или содержать вредные вещества, поэтому следует исключить доступ персонала к вентилятору (например, для установки корректирующих масс) до тех пор, пока условия работы не станут безопасными.</p>
<b>Электрогенераторы</b>	<p>Для генераторов справедливо все, указанное выше для турбин.</p> <p>Для облегчения доступа к внутренним плоскостям коррекции может потребоваться замена водорода обычным воздухом. Однако для большинства генераторов существуют ограничения на продолжительность пуска и максимальную частоту вращения при работе в воздушной среде даже при отсутствии напряжения и нагрузки. Эти ограничения должны быть соблюдены в процессе балансировки.</p> <p>Необходимо убедиться, что система гидроуплотнения обеспечит необходимое качество смазки уплотнения при работе в воздушной среде.</p> <p>Для облегчения доступа к внутренним плоскостям коррекции может потребоваться демонтаж некоторых внутренних пластин охлаждения. При этом следует убедиться, что демонтаж не приведет к существенному снижению качества охлаждения генератора.</p>



## Подготовка отчетной документации

КЛАСС МАШИН	Мощность, МВт	Общая информация о машине	Дополнительная информация о машине	Оборудование	Представление результатов балансировки			
					Корректирующие массы	Табличное	Графическое	
							Вектор вибрации	Зависимость вибрации от частоты вращения
ВЕНТИЛЯТОРЫ ПАРОВОГО КОТЛА	<1	+	-	-	+	+	-	-
	>1	+	-	+	+	+	+	-
ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ	<1	+	-	-	+	+	-	-
	>1	+	-	+	+	+	+	-
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ	<1	+	-	-	+	+	-	-
	>1	+	+	+	+	+	+	-
ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ	<50	+	+	+	+	+	+	-
	>50	+	+	+	+	+	+	+
ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ	<50	+	+	+	+	+	+	-
	>50	+	+	+	+	+	+	+
ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРЫ	<10	+	+	+	+	+	+	-
	>10	+	+	+	+	+	+	+



## Общие сведения о машине

Должны быть отражены все сведения об истории эксплуатации машины, которые в той или иной степени позволяют помочь при проведении балансировки.

## Цель балансировки

Стандартно основанием для балансировки служит желание уменьшить вибрацию до допустимых значений

## Дополнительная информация о машине

В ряде случаев следует приводить схему машины с указанием всех роторов и положений опорных и упорных подшипников. На схеме должны быть показаны места установки датчиков вибрации, расположение и ориентация датчика фазы. На виде с торца вала должно быть указано направление его вращения.

Если конструкция машины имеет особенности, влияющие на ее уравновешенность, информация о них также должна быть приведена.

## Средства измерений вибрации

Приводят сведения об оборудовании, используемом для измерений вибрации. При описании датчиков вибрации указывают их вид, модель, заводской номер, коэффициент преобразования, дату поверки, место установки и ориентацию оси чувствительности.

## Единицы измерений

Все значения величин должны быть представлены с указанием единиц измерений, например:

- размах перемещений: мкм;
- среднеквадратичное значение скорости: мм/с;
- корректирующая масса: г (кг);
- радиус установки корректирующей массы: мм (м).



## Принципы балансировки

**В общем виде задачу балансировки можно сформулировать следующим образом:**

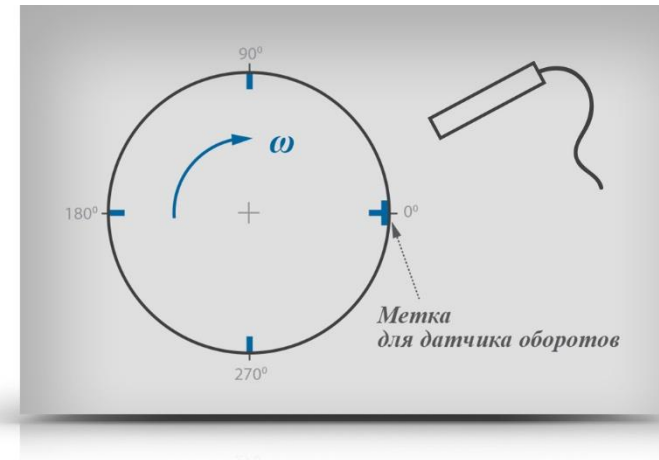
1. Дан вращающийся ротор, имеющий динамически неуравновешенные массы.
2. Расположение этих масс и их величины неизвестны, доступно только измерение вектора вибрации (величины и фазы) от суммарного дисбаланса всех неуравновешенных масс.
3. Имеется возможность устанавливать на ротор известные массы в любом угловом положении по окружности ротора.

**В результате балансировки необходимо:** определить величину и угловое положение массы, которая минимизирует суммарный динамический дисбаланс ротора. Критерием достижения цели является минимизация, т.е. снижение до определенной, заранее заданной величины, уровней вибрации на частоте вращения в контролируемых точках механизма.

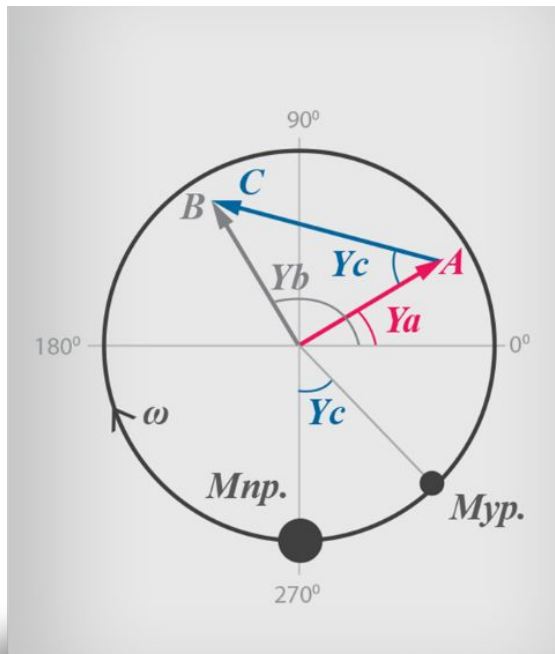
Для упрощения пояснения принципа балансировки положим, что минимизировать нужно вибрации в одной точке контроля и на роторе есть только одна балансировочная плоскость.

При этом необходимо обратить внимание на следующее:

- угловая разметка ротора выполнена против направления вращения ротора;
- все построения делаются в абсолютных единицах измерения вибрации, тип измеренной величины значения не имеет.



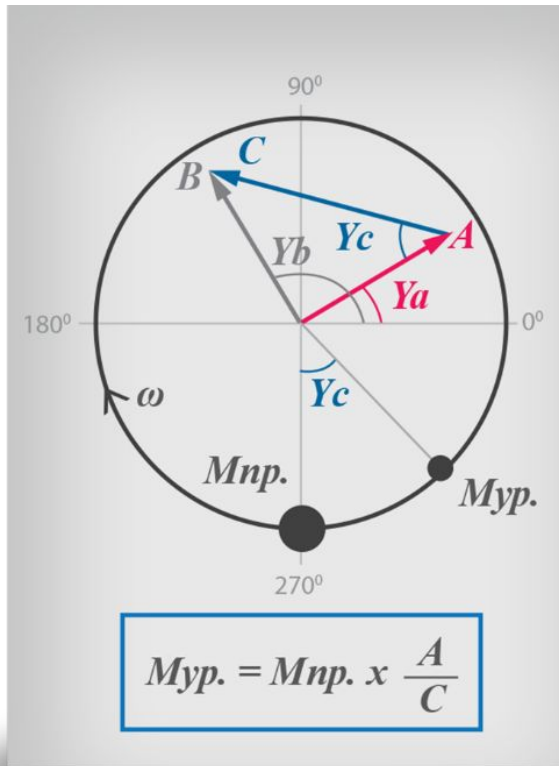
 **ПРАВИЛО!** Установленный один раз таходатчик нельзя больше трогать (перемещать) до полного окончания балансировки.



## Шаги векторного построения:

- а) построить на круге вектор  $A(Y_a)$  - вектор вибрации в исходном состоянии ротора, т.е. с неизвестными нам неуравновешенными массами;
- б) установить в любом угловом положении пробную массу  $M_{пр.}$ , измерить и построить на круге получившийся при этом вектор вибрации  $B(Y_b)$  - он уже характеризует суммарное влияние на вибрацию неизвестного нам исходного дисбаланса плюс известного нам внесенного небаланса от  $M_{пр.}$ ;
- в) из конца вектора «А» к концу вектора «В» построим вектор «С».

Из векторного построения следует, что вектор «С» есть разность между векторами «В» и «А»:  $C = B - A$ . Таким образом, вектор «С» в чистом виде характеризует ту вибрацию, которая возникает только от установки пробной массы  $M_{пр.}$  В результате векторного построения становится известным влияние пробной массы  $M_{пр.}$  на вибрацию ротора - это влияние характеризуется вектором «С»



Цель балансировки (полная компенсация вектора «А» исходного дисбаланса) будет достигнута, если удастся определить величину и положение уравновешивающей массы, при которой вектор «С» будет равен вектору «А» по величине и противоположен по направлению. Из векторного построения следует, что цель будет достигнута, если:

- пробную массу сместить по направлению разметки ротора на угол « $\gamma_c$ » (т.е. в ту же сторону и на тот же угол, на который надо повернуть вектор «С» для его совмещения с вектором «А»);
- изменить пробную массу в соотношении:

Таким образом, для динамического уравновешивания ротора необходимо два раза измерить векторы вибрации:

- при исходном, неизвестном нам дисбалансе - вектор «А»;
- при добавлении к исходному дисбалансу известного нам дисбаланса от  $M_{пр.}$  - вектор «В»

## Выбор пробного груза

Величина рекомендуемого пробного груза ориентировочно определяется следующим соотношением:

$$M_{пр.} = 804 \times \frac{P \times A}{R \times N}, \text{ грамм}$$

где:

**P** - вес ротора, **кг**;

**A** - уровень вибрации в точке, выбранной для балансировки, **мм/с**;

**R** - радиус, на котором будут устанавливаться груза в балансировочной плоскости, **см**;

**N** - обороты ротора, **об/мин**.



Соотношение является эмпирическим и в первую очередь гарантирует от установки недопустимого дисбаланса с точки зрения прочности подшипников.





## Два подхода к балансировке механизмов

Первый подход заключается в том, что каждой балансировочной плоскостью занимаются отдельно.

Сначала добиваются минимальных уровней грузами первой балансировочной плоскости, фиксируют эти грузы и больше их не трогают. Если требуемые уровни вибрации еще не достигнуты, то полученное вибрационное состояние принимается за исходное и минимизируются уровни вибрации грузами во второй плоскости. И так далее последовательно для всех плоскостей, или пока не будет достигнут требуемый результат.



Структурная схема алгоритма проведения измерений и расчетов при одноплоскостной балансировке

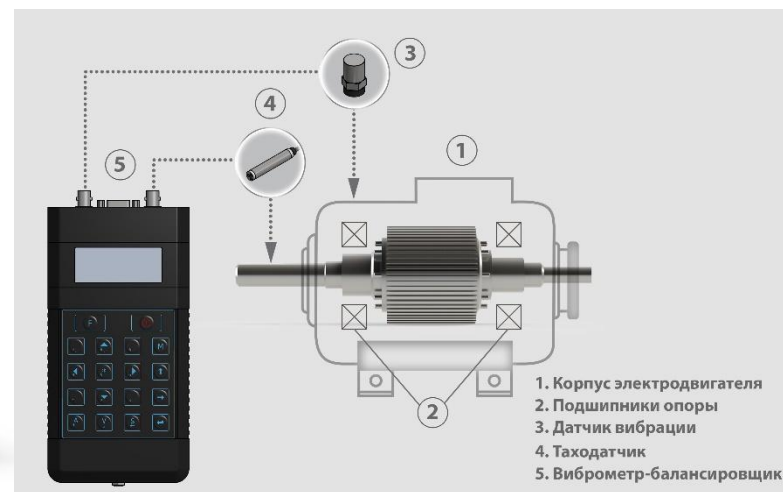
## Два подхода к балансировке механизмов

Второй подход заключается в том, что последовательно производятся пуски механизма с пробными грузами в каждой плоскости, а затем за один раз рассчитывается система уравновешивающих масс сразу для всех плоскостей. Как первый, так и второй путь теоретически приводят к одним и тем же остаточным уровням вибрации. Различие в том, что первый путь проще в исполнении, но приводит к установке на ротор лишних масс. Второй путь сложнее, но позволяет установить оптимальную систему уравновешивающих масс, т.е. минимально компенсирующих влияние друг друга на уровни вибрации в одной и той же точке контроля.



Структурная схема алгоритма проведения многоплоскостной балансировки

## Оборудование для балансировки



**1. Приборы и стенды для балансировки роторов в собственных опорах.**

**2. Дорезонансный балансировочный станок:**

станок для динамической балансировки, частота вращения ротора в котором ниже наименьшей собственной частоты колебаний системы «ротор - паразитная масса».

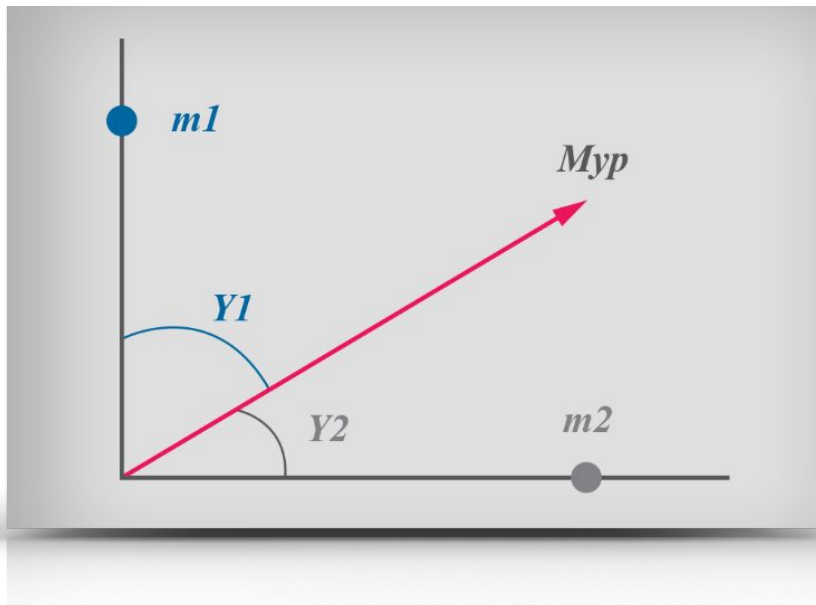
**3. Резонансный балансировочный станок:**

станок для динамической балансировки, частота вращения ротора в котором равна собственной частоте колебаний системы «ротор - паразитная масса».

**4. Зарезонансный балансировочный станок:**

станок для динамической балансировки, частота вращения ротора в котором выше наибольшей собственной частоты колебаний системы «ротор - паразитная масса»

## Установка грузов и оценка результатов



Разводка грузов

На практике установка расчетной массы обычно производится не за счет изготовления необходимого груза, а за счет установки системы одинаковых корректирующих грузов, симметрично или асимметрично расположенных относительно расчетного направления уравнивающего груза.

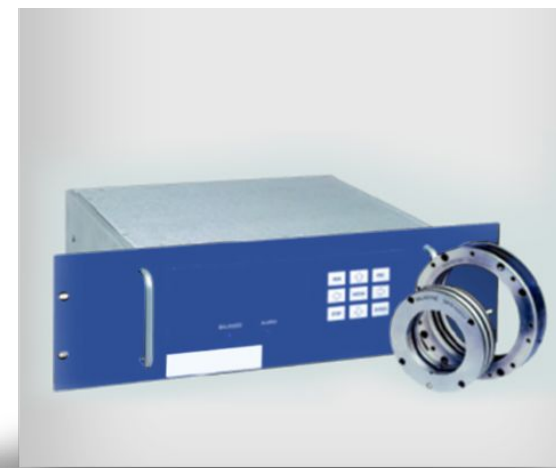
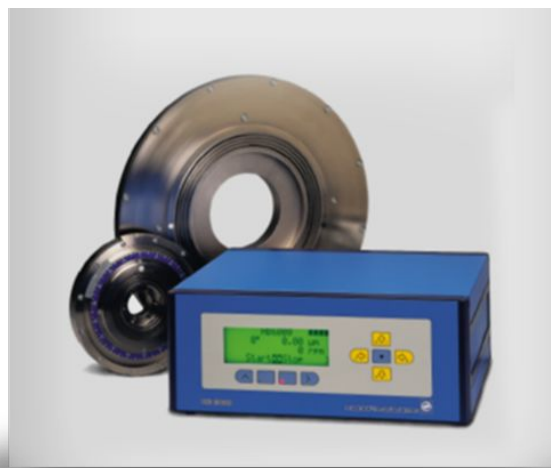
$$m1 = \frac{M_{yp.} \times \sin(Y2)}{\sin(Y1 + Y2)}$$

$$m2 = \frac{M_{yp.} \times \sin(Y1)}{\sin(Y1 + Y2)}$$

# New! Анализатор балансировщик BALTECH VP-3470



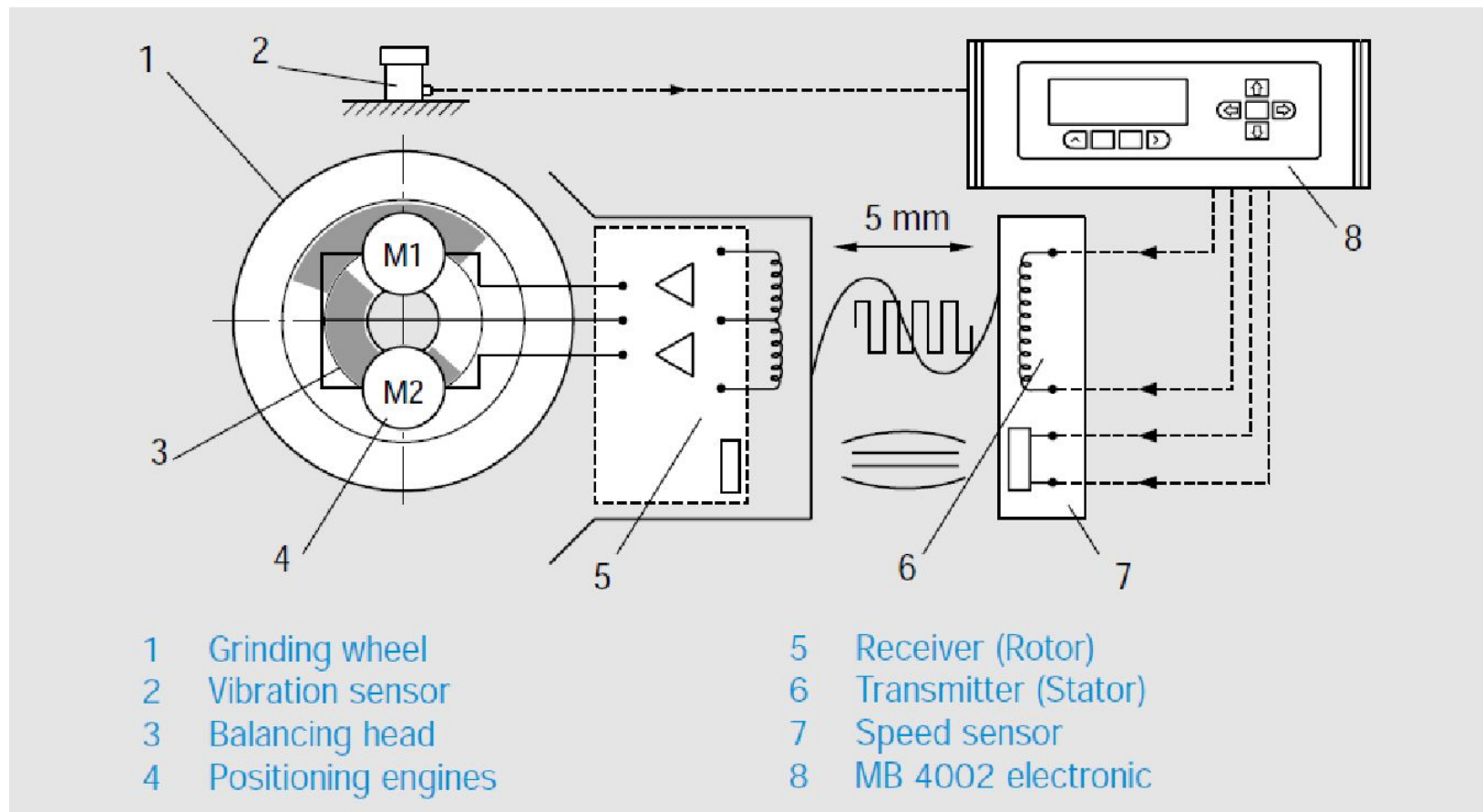
## Активные балансировочные кольца



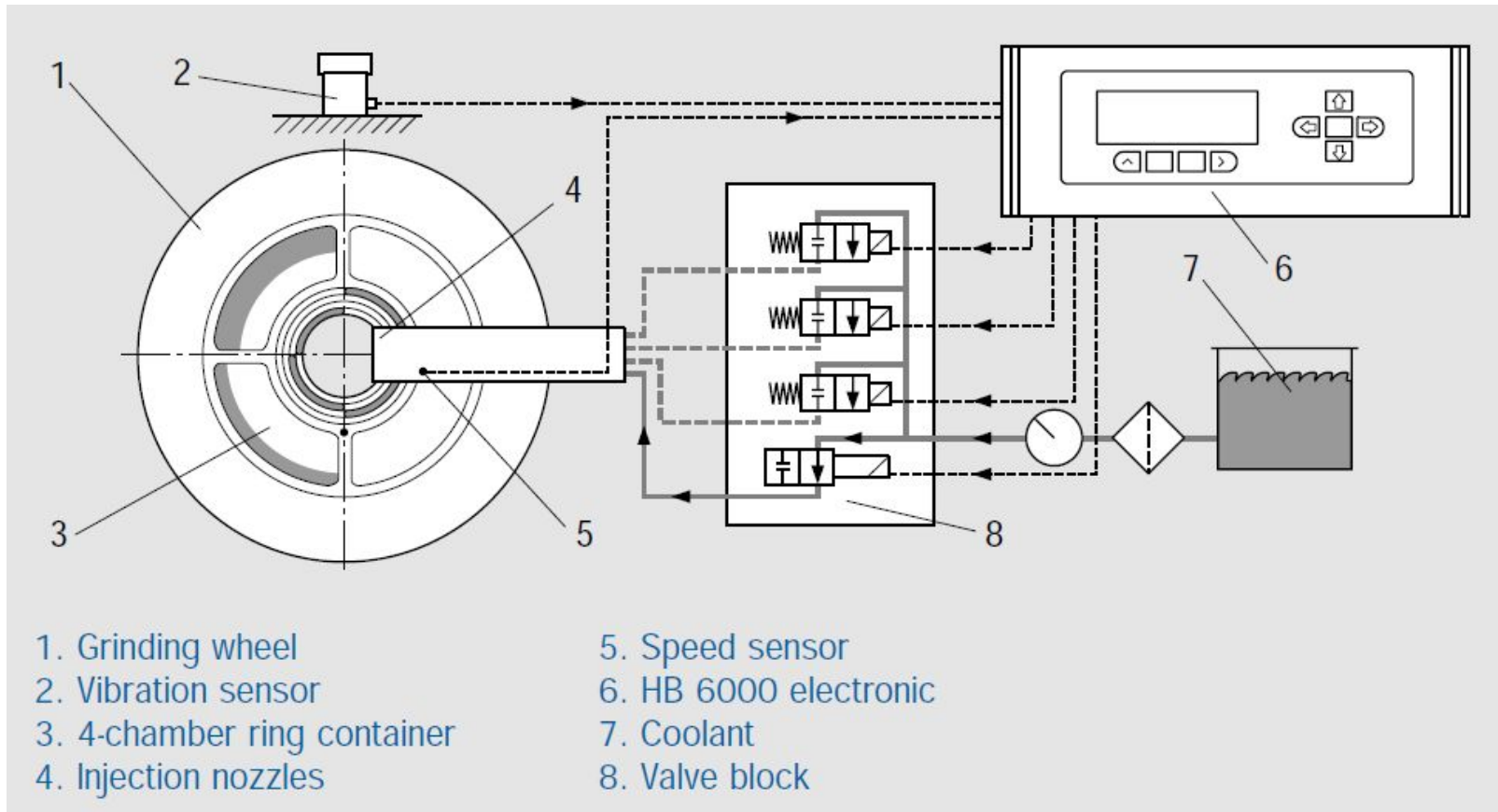
### Активные балансировочные кольца

- Механические,
- Масляные (гидравлические)
- Электромагнитные

## Активные балансировочные кольца (механические)

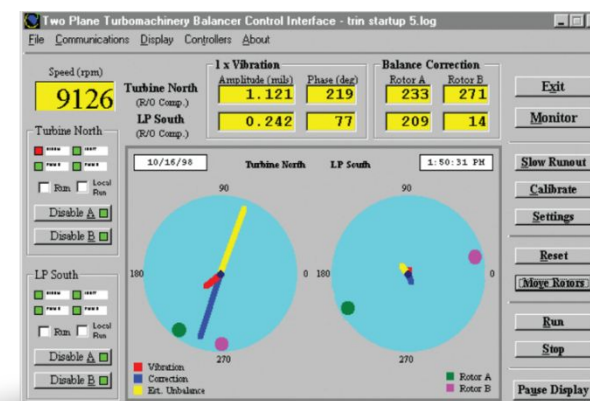
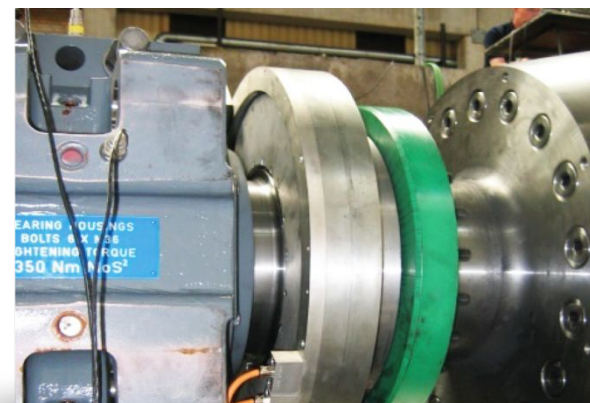
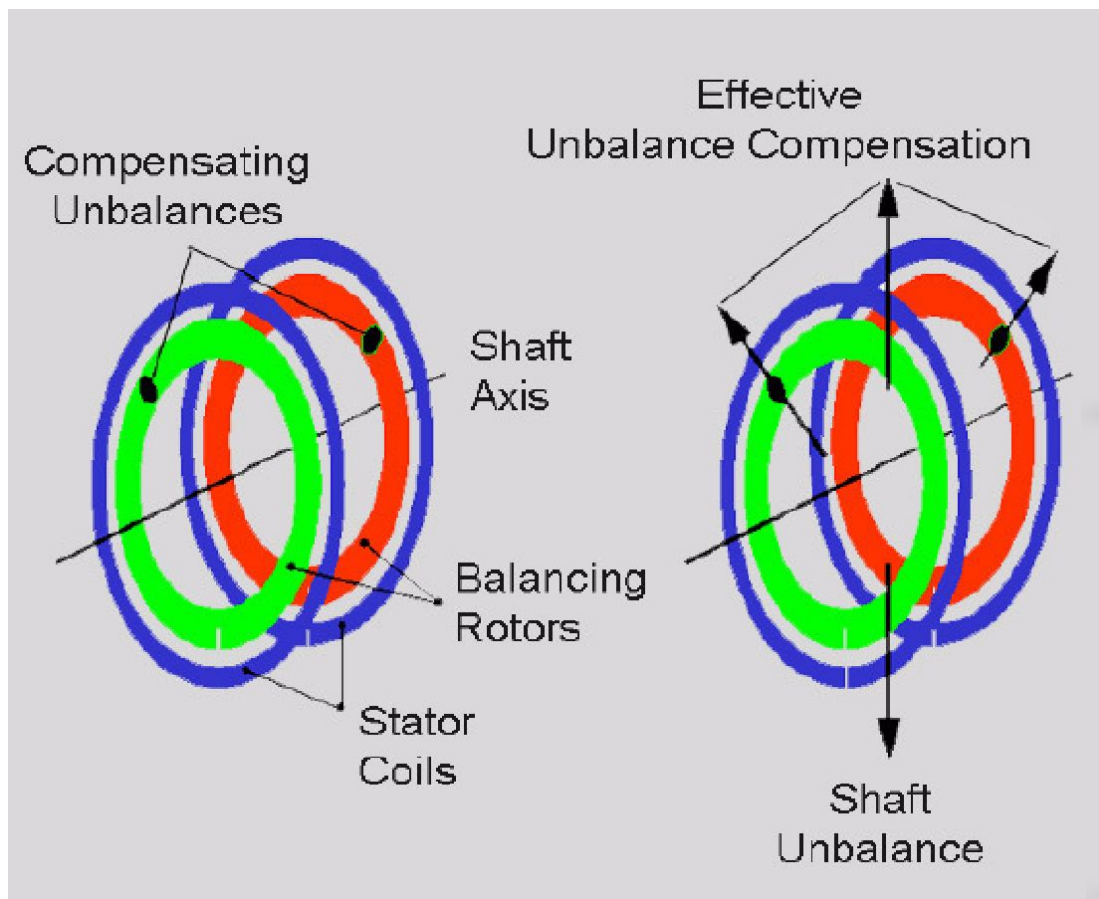


## Активные балансировочные кольца (масляные (гидравлические))

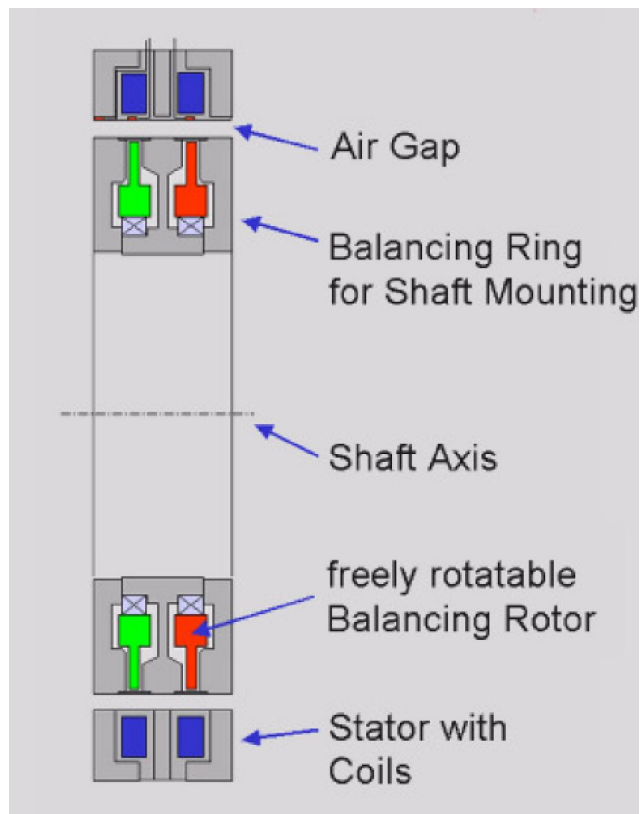




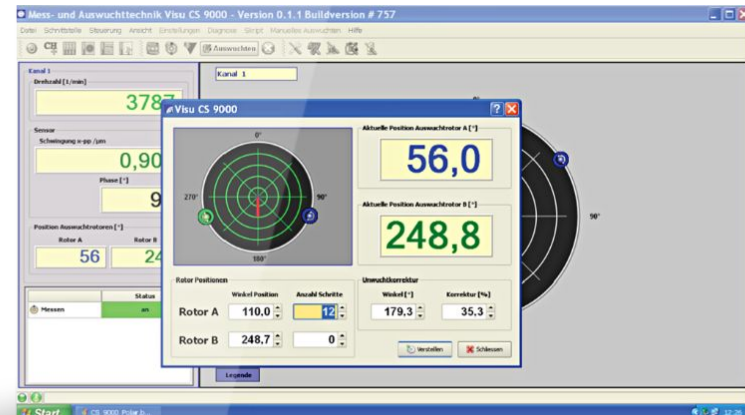
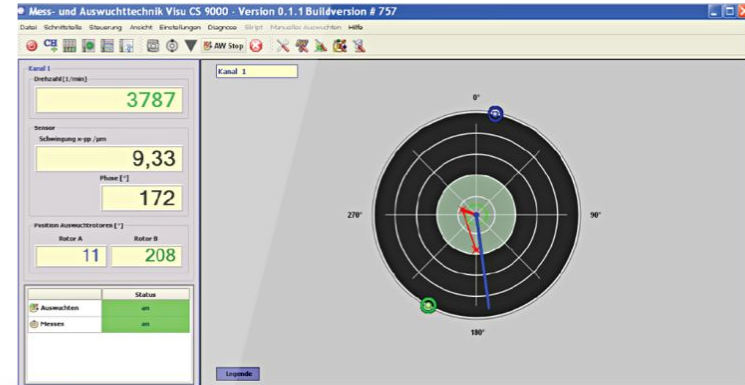
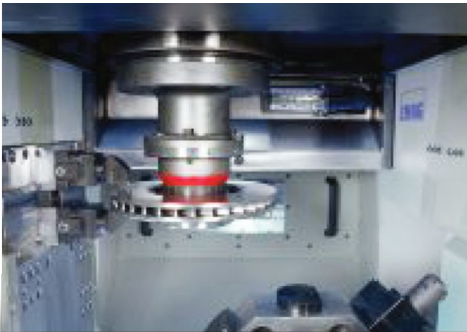
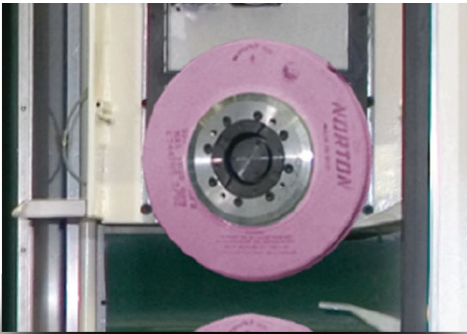
# Активные балансировочные кольца (электромагнитные)



## Активные балансировочные кольца (электромагнитные)



# Активные балансировочные кольца (электромагнитные)



## Пример проведения балансировки

**Балансировка  
вентилятора системы  
аварийного охлаждения  
реактора  
первого энергоблока  
Ленинградской АЭС**

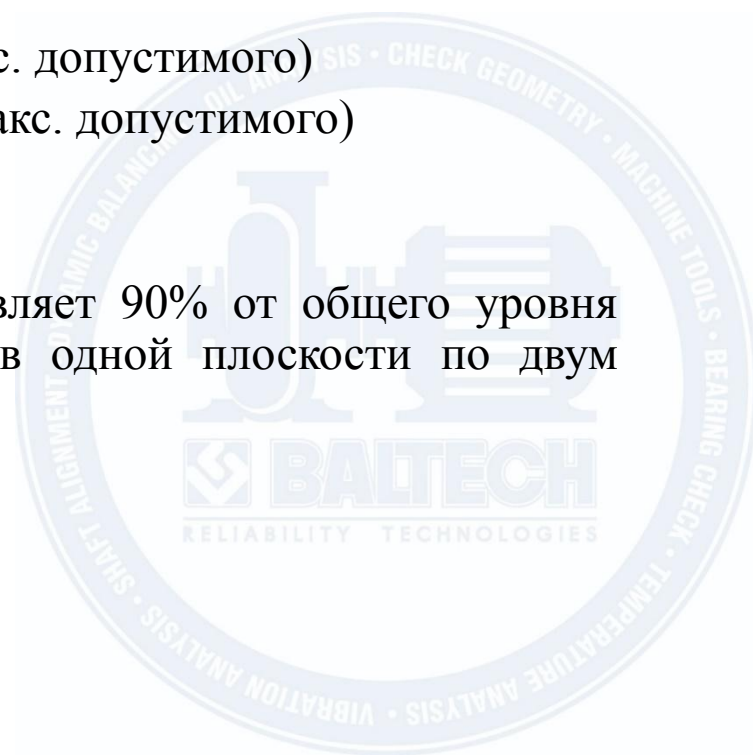


## Результат замера

- Виброскорость общий уровень СКЗ  
в диапазоне частот 10 – 1000 Гц

- Вертикальная  $V = 8.2$  мм/сек (превышение макс. допустимого)
- Горизонтальная  $V = 7.3$  мм/сек (превышение макс. допустимого)
- Осевая  $V = 3.7$  мм/сек (норма)

Уровень вибрации на частоте вращения составляет 90% от общего уровня вибрации. Принято решение балансировать в одной плоскости по двум точкам измерения

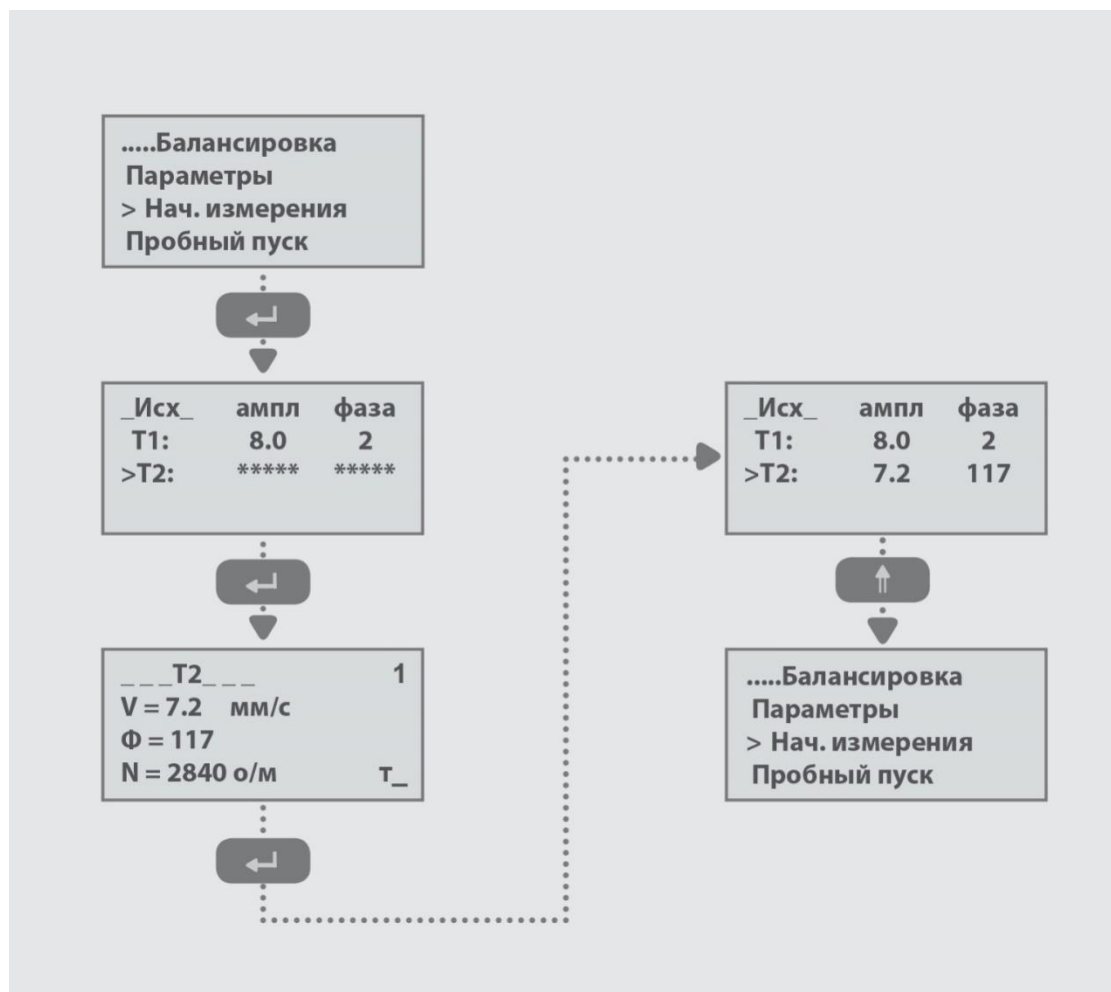


## Подготовительные работы

- Снятие короба воздуховода
- Установка оптического таходатчика
- Установка метки из световозвратной пленки на крыльчатке вентилятора



## Начальное измерение



## Установка пробного груза

В качестве пробного груза используется кусок медной проволоки весом 2.8 грамма





## Установка пробного груза

Пробный груз (проволока) устанавливается на произвольную лопасть вентилятора и фиксируется с помощью пассатижей.

Угловой отсчет начинается от середины лопасти против направления вращения

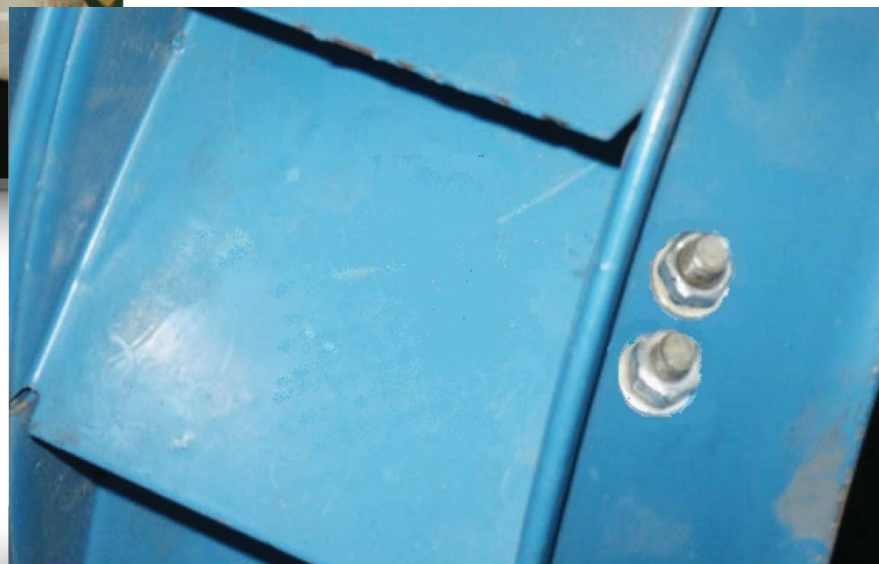


## Расчет уравнивающего груза

Расчет показал, что необходимо установить груз весом 7.95 гр. на угол 354 градуса от места установки пробного груза против направления вращения.



## Установка уравнивающего груза



## Контрольный пуск

Контрольный пуск показал следующие результаты:

$$V_B = 1.7 \text{ мм/с}$$

$$V_\Gamma = 1.7 \text{ мм/с}$$

$$V_O = 1.1 \text{ мм/с}$$

Уровни вибрации во всех точках после балансировки значительно ниже предельно допустимых.

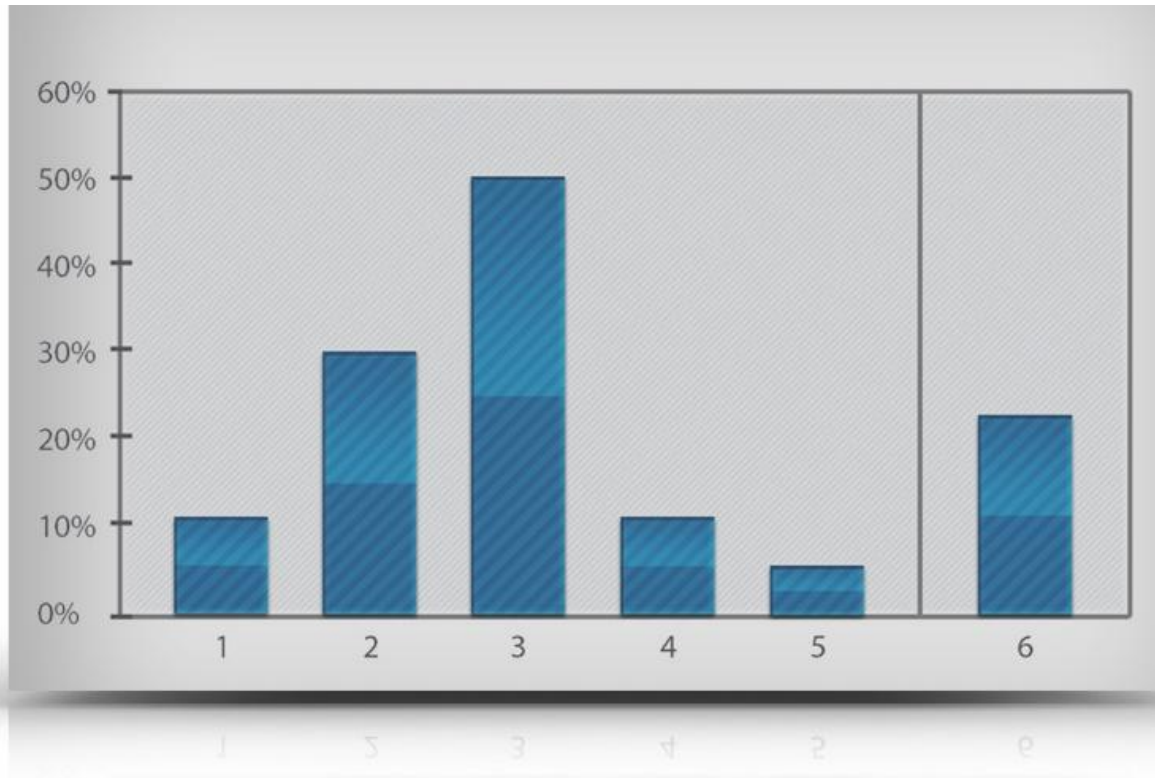


## Окончание работ

- Раскернивание крепежных винтов грузов
- Покраска грузов
- Уборка рабочего места и установка воздуховода

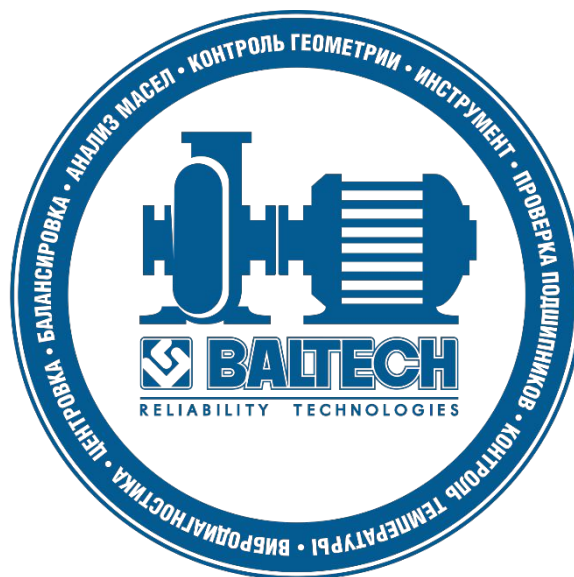


# Ориентировочные относительные затраты времени на проведение основных операций при балансировке



- 1- подготовка мест установки датчиков вибрации, установка датчика оборотов;  
 2 - пуск/останов машины; 3 - установка масс; 4 - измерение параметров вибрации;  
 5 - анализ результатов измерений и расчет балансировочных масс; 6 - дополнительный пуск.

# ООО «Балтех»



Россия, Санкт-Петербург, 194044, ул. Чугунная, 40

Тел/Факс: +7 (812) 335-00-85

E-mail: [info@baltech.ru](mailto:info@baltech.ru) E-mail: [info@baltech.ru](mailto:info@baltech.ru) Internet: [www.baltech.ru](http://www.baltech.ru)