

БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ МАШИН

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Типы роторов. Ротор есть тело, удерживаемое при вращении своими *несущими поверхностями* в опорах. Несущими являются поверхности цапф или поверхности, их заменяющие. Прямая, соединяющая центры тяжести контуров поперечных сечений середин несущих поверхностей, называется *осью ротора*. По числу опор роторы бывают *двух-* и *многоопорными*. Ротор может быть *межопорным*, если существенная часть его массы (M) расположена между опорами, *консольным*, если существенная часть его массы находится за одной из крайних опор, и *двухконсольным* при расположении существенной части его массы за двумя крайними опорами.

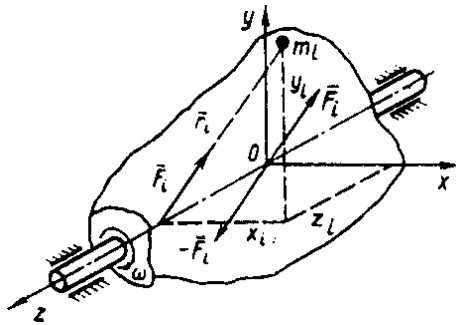


Рис. 1. Схема сил, действующих на ротор

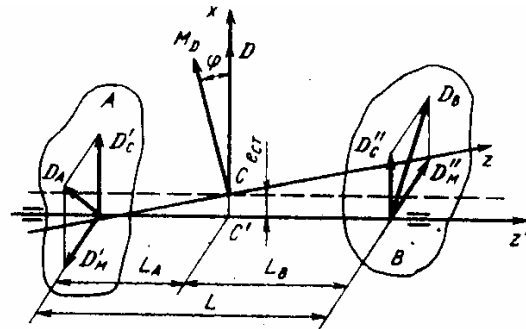


Рис. 2. Эквивалентная система из двух дисбалансов

Условия динамического равновесия. Не подверженное действию внешних сил тело, вращающееся с постоянной угловой скоростью (ω вокруг одной из своих главных центральных осей инерции, находится в состоянии *динамического равновесия*, характеризующегося равенством нулю *главных вектора и момента* неуравновешенных сил (рис. 1):

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

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

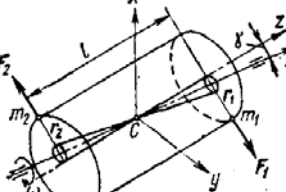
Здесь m_i , r_i , D_i — соответственно неуравновешенная точечная масса, ее эксцентриситет и дисбаланс; $m_p = \sum m_i$; $e_{cm} = \sum m_i r_i / m_p$ — масса и эксцентриситет ротора;

D , M_D — главный вектор и главный момент дисбалансов.

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. При вращении ротора вокруг оси, не совпадающей с главной центральной осью инерции, он становится неуравновешенным. *Неуравновешенность*—это состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб. Мерой неуравновешенности считают *дисбаланс D*. Для сопоставления роторов различных масс вводят удельный *дисбаланс*, численно равный эксцентриситету: $e_{cr} = D / m_p$

Виды неуравновешенности. В зависимости от взаимного расположения оси ротора z' и его главной центральной оси инерции z различают три вида неуравновешенности, показанные в табл. 1, в которой φ_1 и φ_2 соответствуют величинам углов между векторами эквивалентных сил неуравновешенности F_1 и F_2 и некоторой начальной осью, которая в рассматриваемом случае совмещена с вектором F_1 . При *статической* неуравновешенности оси z и z' параллельны. Эта неуравновешенность полностью определяется главным вектором дисбалансов D или эксцентриситетом e_{cr} . При *моментной* неуравновешенности ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс. Моментная неуравновешенность полностью определяется главным моментом дисбалансов ротора M_D или его центробежными моментами инерции. При *динамической* неуравновешенности, состоящей из статической и моментной, ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются не в центре масс ротора или перекрещиваются. Динамическая неуравновешенность определяется главными вектором и моментом дисбалансов ротора.

1. Параметры эквивалентных систем сил для неуравновешенности

Схема ротора с неуравновешенными массами и поверхности, описываемые в пространстве главной, центральной, осью инерции ротора	Параметры эквивалентной системы сил	Формулы для определения главного вектора и главного момента эквивалентной системы сил
	<p>Статическая неуравновешенность</p> $\lambda = F_1/F_2 = 1;$ $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$	$\Sigma F_i = 2m_1 r_1 \omega^2 = m_p e_{ct} \omega^2 \neq 0;$ $\Sigma M_i = 0$
	<p>Моментная неуравновешенность</p> $\lambda = -1;$ $\varphi_1 = 0$ $\varphi_2 = 0$	$\Sigma F_i = m_p e_{ct} \omega^2 = 0;$ $\Sigma M_i = 2m_1 r_1 l \omega^2 = J_{xz} \neq 0$
	<p>Динамическая неуравновешенность</p> $ \lambda \neq 1; \varphi_1 = \varphi_2 = 0$ <p>или $\lambda = 1; \varphi_1 = \varphi_2 = 0$</p> <p>либо $\varphi_2 = \pi$</p> <p>или $\lambda \neq 1;$</p> $\varphi_1 = 0; \varphi_2 = \alpha; \alpha \neq 0 \neq \pi$	

Эквивалентные системы дисбалансов. Главные вектор и момент дисбалансов можно заменить эквивалентной системой, состоящей из двух дисбалансов: D_A и D_B расположенных в двух произвольных, перпендикулярных оси ротора плоскостях A и B (рис. 2). Расчет эквивалентной системы производится по правилам статики:

$$D_A = (D_C L_B + M_D) / L; \quad D_B = (D_C L_A + M_D) / L.$$

Перпендикулярная оси ротора плоскость, в которой задают значение и угол дисбаланса, называется *плоскостью приведения дисбаланса*. Зачастую необходимо переходить от одной эквивалентной системы к другой, расположенной в иных плоскостях приведения. При таком переходе могут меняться не только величины дисбалансов, но и углы между ними. Подробно этот вопрос изложен в Методических указаниях к ГОСТ 22061—76.

Балансировка ротора. Так как неуравновешенность твердого тела может быть заменена эквивалентной системой двух дисбалансов, расположенных в двух поперечных сечениях ротора, то всегда ротор может быть приведен в состояние динамического равновесия с помощью двух *корректирующих масс*, расположенных в двух произвольных плоскостях коррекции. Корректирующие массы можно добавлять или удалять из тела ротора или перемещать по нему. Процесс определения значений и углов дисбалансов ротора и уменьшения их корректировкой масс называют *балансировкой ротора*. Измерять дисбаланс и уменьшать его при балансировке можно последовательно как самостоятельные операции и одновременно, как при *автоматической балансировке*.

Балансировку можно выполнять двумя методами.

1. Корректирующие массы устанавливают, удаляют или перемещают таким образом, чтобы главная центральная ось инерции приближалась к оси ротора. Корректировку масс производят в одной или нескольких точках одной плоскости коррекции либо в нескольких плоскостях коррекции одновременно или последовательно. Корректировку масс производят сверлением, фрезерованием, наплавкой, наваркой, завинчиванием или вывинчиванием винтов, выжиганием электрической искрой, лучом лазера, электронным пучком, электролизом и т. п.

- Цапфы перемещают или обрабатывают так, чтобы ось ротора совпала с главной центральной осью инерции. Метод имеет ограничения в применении, так как он вызывает общее смещение ротора, недопустимое, например, из-за изменения геометрии зубчатых зацеплений и лабиринтных уплотнений, зазоров между ротором и статором, опасности задавания в лопаточном аппарате турбин и т. д.

Дисбалансы, имеющие место до и после балансировки, называют соответственно *начальным и остаточным дисбалансами*. Наибольший остаточный дисбаланс, приемлемый по нормам балансировки, называется *допустимым дисбалансом* или соответственно *допустимым удельным дисбалансом*.

Гибкость ротора. Роторы делятся на *жесткие* и *гибкие* в зависимости от применяемых методов балансировки. Жестким считают ротор, который может быть сбалансирован на частоте вращения n_b , меньшей первой критической n_1 в двух произвольных плоскостях коррекции и у которого остаточные дисбалансы не будут превышать допустимых на всех частотах вращения до наибольшей эксплуатационной $n_э$. Иногда жестким называют ротор, у которого $n_э \leq kn_1$. Значение коэффициента k принимается 0,2—0,7. Соответственно гибким считают ротор, который не может быть сбалансирован на частоте $n_b < n_1$ в двух произвольных плоскостях коррекции так, чтобы значения его остаточных дисбалансов не превышали допустимых на некоторых частотах вращения до $n_э$. Методы балансировки жестких и гибких роторов существенно различаются.

Существуют роторы с *изменяющейся геометрией* или изменяющейся массой, для которых применяют специальные методы балансировки, в частности автоматическую балансировку на ходу.

2. ДОПУСТИМАЯ ОСТАТОЧНАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРОВ

Требования к качеству балансировки. В реальных машинах невозможно полностью устранить неуравновешенность, поэтому возникает вопрос о назначении допусков на остаточную неуравновешенность. Для снижения динамических нагрузок желательно иметь наименьшие дисбалансы, но повышение точности балансировки увеличивает время и затраты на ее проведение. Точность балансировки должна соответствовать точности изготовления ротора, чувствительность балансировочных станков имеет определенные пределы. Таким образом, назначаемые допустимые дисбалансы должны учитывать требования эксплуатации, технические возможности производства и экономические факторы.

Допустимые дисбалансы должны обеспечивать уравновешенность ротора за все время эксплуатации, несмотря на допустимые износы в кинематических парах, и воздействия температурных и силовых полей; точность выполнения основных функций прибора или машины; допустимый уровень вибраций установки во время эксплуатации на всех режимах; долговечность работы подшипников ротора; допустимые напряжения в теле ротора и давления на подшипники.

Качество балансировки можно определить двумя способами:

- 1) указанием величины допустимого дисбаланса в заданных плоскостях — для балансировочных станков с компенсацией колебаний опор и с неподвижными опорами, а также для балансировки ротора в собственных жестких опорах;

- 2) указанием допустимых амплитуд колебаний подшипников — для балансировочных станков с упругими опорами при электрической компенсации колебаний опор и для балансировки ротора на собственных упругих опорах.

Коэффициент неуравновешенности. На основе изучения работы подшипников с зазорами было введено понятие *коэффициента неуравновешенности* k , равного отношению динамической нагрузки F_d на подшипник от неуравновешенных центробежных сил к статической реакции $P_{ст}$ от веса ротора $k = F_d/P_{ст}$. Для обеспечения работы подшипника в наиболее выгодном режиме необходимо, чтобы $k < 1$. Однако различные специалисты предлагают предельные значения k от 0,01 до 0,5, так как этот коэффициент имеет определенное значение лишь для роторов конкретного типа.

Допустимые дисбалансы. В ФРГ приняты рекомендации (VDI—Richtlinien—2056) по допустимым удельным дисбалансам $[e_{ст}]$ с учетом назначения машины (табл. 3).

Таблица 3. Допустимые удельные дисбалансы по нормам VDI

Группа	Типы машины или детали	$[e_{ст}]$, мкм
К	Высокооборотные гироскопы	0,05—0,25
А	Якори, валы и шлифовальные круги прецизионных станков, быстроходные центрифуги	0,2—1,0
В	Якори микродвигателей, малые и средние газовые турбины, быстроходные воздуходувки, шлифовальные станки	0,5—2,6

C	Жесткие роторы малых электродвигателей, турбин воздуходувок, турбогенераторов	2—10
D	Роторы серийных электродвигателей, вентиляторы, детали машин, станков, скоростных передач, коленчатые валы двигателя с четырьмя цилиндрами и более, детали транспортных средств	5—25
E	Карданные валы, коленчатые валы трехцилиндровых двигателей, тихоходные части текстильных машин	20—100
F	Автомобильные колеса, шины, колесные скаты, детали дробилок	50—250

Фирма Рейтлингер (ФРГ) рекомендует выбирать допустимый удельный дисбаланс с учетом назначения машины и частоты вращения n (об/мин) ротора.

Для общего машиностроения, где не предъявляются особых требований к уровню вибраций, усталостная прочность материала обеспечивается, если виброускорения не превышают $0,1 g$; при этом условии и равенстве весов вращающейся и невращающейся частей $[e_{ст}] = 2 \cdot 10^8 n^{-2}$.

Для высокоскоростных роторов с целью обеспечения заданной долговечности T шариковых подшипников принимается

$$[e_{ст}] = 22,8 \cdot 10^9 C (G^3 \sqrt{n^7 T})^{-1},$$

где C — коэффициент работоспособности подшипника; G — вес ротора, кг,

Для машин и приборов, с которыми человек соприкасается во время работы, в том числе для бытовых приборов, $[e_{ст}] = 6000/n$ мкм.

Таблица 4. Допустимые удельные дисбалансы по Беккеру

Класс	n , об/мин	$[k]$, %	$[e_{ст}]$, мкм	Класс	n , об/мин	$[k]$, %	$[e_{ст}]$, мкм
0	Св. 10 000	-	До 0,2	4	1500-3000	5	20-5
1	7500-10 000	2,5	0,4-0,2	5	750-1500	6,5	100-25
2	5000-7500	3	1-0,45	6	До 1000	-	250-50
3	3000-5000	4	4-1,4				

Для металлообрабатывающих станков

$$[e_{ст}] = 3 \cdot 10^6 A / (G n^2) \quad \text{при } n < 1000 \text{ об/мин и } n > 10\,000 \text{ об/мин};$$

$$[e_{ст}] = 10^6 A / (G n^2) \quad \text{при } 1000 \leq n \leq 10\,000 \text{ об/мин.}$$

Коэффициент A зависит от n , типа станка и нахождения деталей вблизи (A_1) или вдали (A_2) от обрабатываемой детали. Для особо точных шлифовальных станков при $n < 5000$ об/мин $A_1 = 15$, $A_2 = 30$. Для точных сверлильных, токарных и фрезерных станков $A_1 = 30$, $A_2 = 50$. Для прочих машин $A_1 = 50$, $A_2 = 100$. Для шпинделей внутришлифовальных станков $A_1 = 100 - 200$.

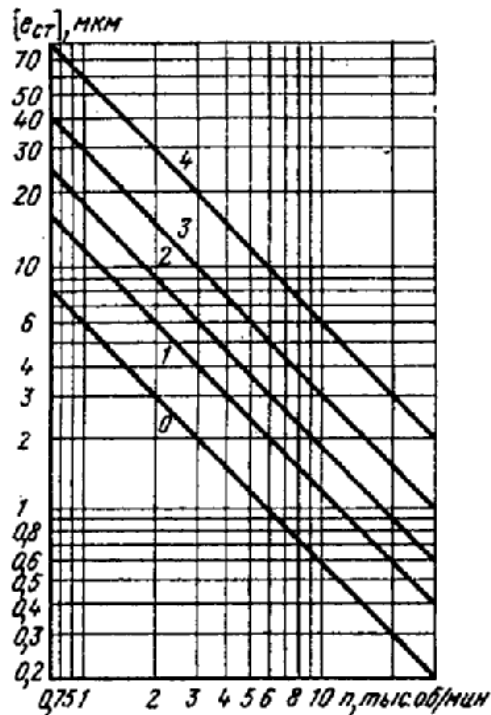


Рис. 3. Допустимые дисбалансы жестких роторов электромашин

Г. Беккер [256] делит роторы на классы (табл. 4) в зависимости от n , принимая для каждого класса допустимые значения коэффициента неуравновешенности k и удельного дисбаланса $[e_{ст}]$,

Допустимые дисбалансы электрических машин. РД 16.483—88 устанавливает три класса точности балансировки (0, 1, 2) для каждой из трех групп электрических машин: микромашины с массой ротора до 0,1 кг, малые машины с массой от 0,1 до 3 кг и средние машины с массой от 3 до 1000 кг. Допустимые удельные дисбалансы заданы на рис. 3. Нулевому классу точности соответствуют прямые: 0 — для микро- и малых роторов и 1 — для средних роторов; первому классу — прямые; 1 для микро- и малых роторов и 3 — для средних роторов; второму классу — прямые 2, 3 и 4 для микро-, малых и средних роторов соответственно. Для роторов с $n < 750$ об/мин допустимый удельный дисбаланс

$$[e_{ст}] = 750 [e_0] / n$$

где $[e_0]$ — допустимый дисбаланс для данного ротора при $n = 750$ об/мин.

По классу 2 балансируют электромашин общего назначения. Балансировка по классу 1 рекомендуется для электромашин с повышенными требованиями по уровню вибраций (для точных станков и приводов полиграфических машин, некоторых бытовых электродвигателей, микромашин, электромашин с подшипниками классов 5 и 6 по ГОСТ 520—89*, а также машин в малозумном исполнении). По классу 0 балансируют электромашин с особо жесткими требованиями по уровню вибрации и надежности (машины, работающие на подшипниках классов 2 и 4).

Допустимая неуравновешенность шлифовальных кругов. ГОСТ 3060—86 для шлифовальных кругов устанавливает четыре класса допустимой неуравновешенности, мерой которой служит масса в граммах по периферии круга, возвращающая центр масс на ось вращения. Допустимые неуравновешенные массы приняты в зависимости от массы круга. По нормам для классов 1, 2, 3 и 4 соотношение неуравновешенных масс составляет приблизительно 1 : 1,57; 2,47 ; 4,94.

Для алмазных шлифовальных кругов ГОСТ 16181—82 устанавливает предельные значения допустимого удельного дисбаланса 40, 32, 25 и 20 мкм при массе круга до 1 кг, 1—3 кг, 3—10 кг и 10—50 кг соответственно. Для плоских алмазных кругов, применяемых в оптико-механической промышленности ГОСТ 17007—80 предусматривает $[e_{ст}] = 30$ мкм.

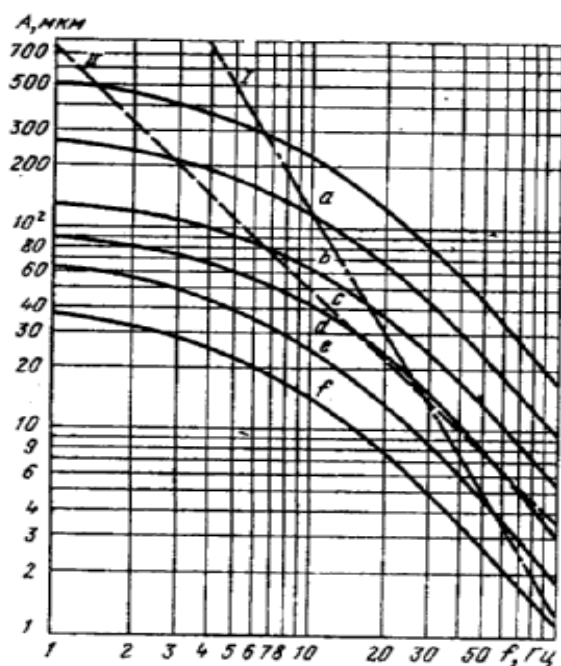


Рис. 4. Вибрационные состояния агрегата по Т. Ратбону

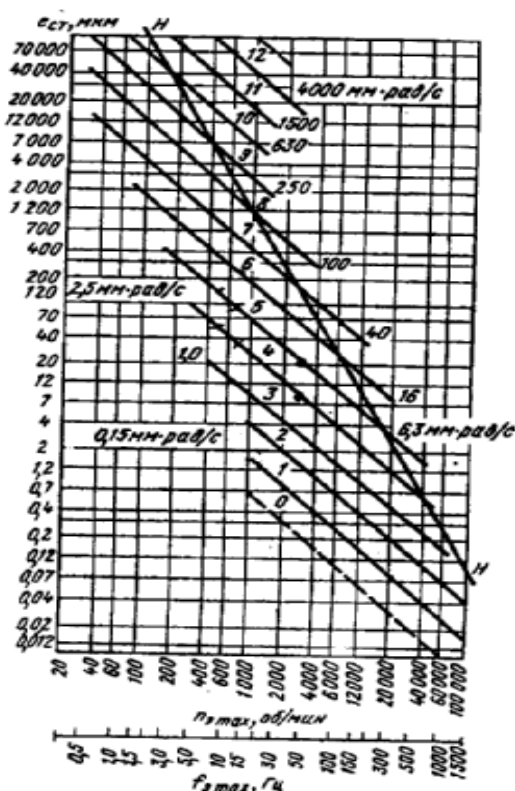


Рис. 5. Поля классов точности балансировки по ГОСТ 22061—76

Допустимые амплитуды колебаний подшипников. Допустимая неуравновешенность ротора может определяться не только допустимым дисбалансом, но и наибольшей амплитудой колебаний подшипников, что характерно для балансировки крупного энергетического оборудования.

Диаграмма на рис. 4 составлена Т. Ц. Ратбоном на основе измерений на крупных энергетических агрегатах. Зона *a* соответствует очень беспокойной работе машины и необходимости срочного ремонта; *b* — беспокойной работе и ремонту в ближайшее время; *c* — немного беспокойной работе и планированию ремонта; *d* — допустимым колебаниям; *e* — хорошему состоянию; *f* — отличному состоянию. Прямая / на рис. 4 соответствует вибрациям с ускорениями, равными 0,05g, прямая // — вибрациям, которые становятся опасными для строений.

Для двухполюсных паротурбинных электрогенераторов измеряемая в трех направлениях вибрация на верхних крышках подшипников у разъема при всех режимах работы не должна превышать 40 мкм (ГОСТ 533—85), для синхронных компенсаторов — 80 мкм (ГОСТ 609—84*), для электромашинных преобразователей - 15 мкм (ТУ 16.516.185-74).

Классы точности балансировки. Система классов точности балансировки для жестких роторов машин и технологического оборудования (ГОСТ 22061—76) установлена в соответствии с международным стандартом ИСО 1940—73. ГОСТ предусматривает 13 классов точности — с нулевого по двенадцатый. Каждый класс определяет наименьшие и наибольшие значения произведения удельного дисбаланса $e_{ст}$ на наибольшую эксплуатационную угловую скорость ω_{max} , составляющие геометрическую прогрессию со знаменателем 2,5. Расположение полей классов точности показано на рис. 5, в области левее прямой $H - H$, где $e_{ст} \cdot \omega_{max}^2 < g$ роторы в опорах создают динамические нагрузки от дисбалансов меньше, чем статические нагрузки от веса ротора.

В табл. 5 приведены рекомендации ИСО 1940—73 по предварительному назначению класса точности проектируемых изделий. Окончательно класс точности устанавливают после экспериментальных исследований опытного образца или опытной серии.

Таблица 5. Классы точности балансировки жестких роторов

Класс точности	$e_{ст} \cdot \omega_{max}^2$, мм·рад/с		Типы роторов (рекомендации ИСО 1940 – 73)
	наименьшее	наибольшее	
0	0,064	0,16	Применяется факультативно
1	0,16	0,40	Шпиндели, шлифовальные круги и роторы электродвигателей

			<i>презиционных шлифовальных станков, гироскопы</i>
2	0,40	1,00	<i>Приводы шлифовальных станков, магнитофонов и проигрывателей, малые электродвигатели специального назначения</i>
3	1,00	2,50	<i>Газовые и паровые турбины, турбогенераторы с жесткими роторами, турбокомпрессоры, приводы станков, средние и крупные электродвигатели специального назначения</i>
4	2,50	6,30	<i>Маховики, крыльчатки центробежных насосов, роторы обычных электродвигателей и авиационных газотурбинных двигателей в сборе, части станков и машин общего назначения и технологического оборудования, главные редукторы турбин торговых судов, барабаны центрифуг, вентиляторы</i>
5	6,30	16,0	<i>Части дробилок, сельскохозяйственных машин, двигателей автомобилей и локомотивов, коленчатые валы двигателя с шестью цилиндрами и более, гребные валы и карданные валы</i>
6	16,0	40,0	<i>Колеса легковых автомобилей, ободы колес, бандажи, колесные пары, приводные валы, тормозные барабаны и коленчатые валы для автомобиля и локомотива и установленного на виброизоляторах высокооборотного четырехтактного двигателя с шестью цилиндрами и более</i>
7	40,0	100	<i>Коленчатый вал дизеля с шестью цилиндрами и более, двигателя в сборе для автомобилей и локомотивов</i>
8	100	250	<i>Коленчатый вал жестко установленного высокооборотного четырехцилиндрового двигателя</i>
9	250	630	<i>Коленчатый вал жестко установленного мощного двигателя и виброизолированного судового дизеля</i>
10	630	1600	<i>Коленчатый вал жестко установленного двухтактного двигателя большой мощности</i>
11	1600	4000	<i>Коленчатый вал низкооборотного судового дизеля с нечетным числом цилиндров без виброизоляции</i>
12	4000	10000	<i>Применяется факультативно</i>

Учет полигармонического состава вибраций. При оценке интенсивности вибраций машин по размахам вибросмещений опор, предельные значения которых заданы в зависимости от частоты вращения, предполагают, что вибрация синусоидальная с частотой, равной частоте вращения ротора. Для оценки полигармонической вибрации удобно пользоваться эффективным значением виброскорости

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

где T — период; v — мгновенное значение виброскорости, Для вибраций с конечным числом гармоник

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

где A_i , ω_i — соответственно амплитуды и частоты составляющих гармоник.

Использовать $V_{\text{Э}}$ для оценки эффективно при наличии высокочастотных составляющих. Значения $V_{\text{Э}}$ не зависят от фазовых сдвигов гармоник, мало изменяются от случайных помех в виде толчков и ударов и измеряются непосредственно. Эффективные значения позволяют сравнивать синусоидальную и сложногогармоническую вибрации и однозначно оценивать их через эквивалентное значение виброскорости.

Эти преимущества позволили рекомендовать в качестве критерия интенсивности вибрации $V_{\text{Э}}$, что учтено при разработке ГОСТ 16921—83 на допустимые вибрации электромашин, имеющих массу 0,25—200 кг и частоту вращения 600—1200 об/мин.

Нормируемым параметром вибрации является наибольшее из эффективных значений виброскорости $V_{\text{Э max}}$ измеренных в соответствии с ГОСТ 12379—75 для диапазона частот от рабочей до 2000 Гц.

Для оценки вибрации собранных электромашин установлено восемь классов от 0,28 до 7,0, составленных по шкале нормо-чисел с равным коэффициентом увеличения 1,6. Индексы классов соответствуют максимально допустимой для данного класса виброскорости, например, класс 0,28 соответствует $V_{3\max} = 0,28$ мм/с.

Класс вибрации выбирают с учетом назначения машины, эксплуатационных требований и результатов испытаний опытных образцов. Например, для машин вида М10 в зависимости от высоты расположения оси вращения h (в мм) и от назначения рекомендуются классы, приведенные в табл. 6.

Таблица 6. Рекомендуемые классы вибрации ($V_{3\max}$ мм/с)

Тип машины	Высота h , мм			
	-До 80	80—132	132—225	Св. 225
Общепромышленного назначения	1,1	1,8	2,8	4,5
С повышенными требованиями	0,7	1,1	1,8	2,8
С особо жесткими требованиями	0,45	0,7	1,1	1,8

Методика балансировки роторов энтолейторов, молотковых дробилок вентиляторов и пр. в собственных опорах

Рабочий орган этих машин представляет из себя ротор в виде диска, консольно закреплённого на валу электродвигателя. К этой группе оборудования применимы методы одноплоскостной балансировки:

Методы амплитуд

Методы амплитуд требуют измерения амплитуды A_0 начальной вибрации при пуске ротора без пробной массы и амплитуды A_{0i} при пусках с пробными массами, устанавливаемыми в определенных положениях на роторе [29]. К этим методам относятся метод кругового обхода, метод четырех, трех и двух пробных пусков. При балансировке методом кругового обхода измеряют амплитуду вибрации опор A_{0i} при пусках ротора с пробной массой m_{II} , переставляемой последовательно на равные углы. По данным измерений строят зависимость A_{0i} от положения пробной массы. Корректирующая масса ставится в положение, соответствующее A_{\min} , а ее величина

$$m_K = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{A_{\max} - A_{\min}} m_{II} \quad \text{при} \quad A_0 = \frac{1}{2}(A_{\max} + A_{\min}) \quad (4)$$

или

$$m_K = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{\max} + A_{\min}} m_{II} \quad \text{при} \quad A_0 < \frac{1}{2}(A_{\max} + A_{\min}) \quad (5)$$

При балансировке валцов методом четырех пробных пусков вибрация $A_{01}, A_{02}, A_{03}, A_{04}$ измеряется при пусках с одинаковой пробной массой m_{II} , последовательно переставляемой по одному и тому же радиусу под углом 90° .

Относительные величины вибраций $\frac{A_{01}}{A_0} = a, \frac{A_{02}}{A_0} = b, \frac{A_{03}}{A_0} = c, \frac{A_{04}}{A_0} = d$ располагают в убывающий ряд $a < b < c < d$. Искомая величина корректирующей массы $m_K = km_{II}$, а угол ее установки $\beta_0 = \arcsin \frac{c^2 - 1 - k^2}{2k}$, где $k = \sqrt{(a^2 + b^2 - 2)/2} = \sqrt{(b^2 + c^2 - 2)/2}$.

Метод фаз

Метод фаз требует нахождения положений "бьющих" точек (соответствующих "тяжелому" месту) при начальном и пробных пусках для разных положений пробных масс и для определения углов сдвига фазы колебаний по сравнению с пуском без пробной массы. Данный метод может быть использован в двух вариантах: при расположении пробной массы под углом 180° (метод двух пусков) и под углом 120° (метод трёх пусков). По полученным значениям амплитуд колебаний опор определяется масса и место установки корректирующей массы.

Метод одновременного измерения амплитуд и фаз вибраций

Этот метод требует двух пусков: с начальным дисбалансом и с пробной массой m_{Π} , во время которых измеряется амплитуда A_0, A_{01} и относительное изменение угла сдвига фазы колебаний α . По этим данным строится векторный треугольник вибраций, из которого определяется амплитуда A_1 , соответствующая вибрациям от действия одной массы m_{Π} . Корректирующая масса $m_K = m_{\Pi} A_0 / A_1$, а угол β между векторами A_0 и A_1 определяет место её установки относительно пробной массы [29].

Определение динамического коэффициента влияния (ДКВ) энтолейтора (РЗ-БЭР), молотковой дробилки (МДУ-1)

Динамический коэффициент влияния (ДКВ) позволяет балансировать роторы за один пуск, что существенно облегчает процедуру балансировки. Кроме того, ДКВ позволяет качественно оценить динамические усилия, возникающие в опорах ротора, по значениям вибрации. Хотя ДКВ может колебаться у машин одного класса, тем не менее, отклонения от средних значений находятся в пределах, при которых возможна балансировка роторов по 5 классу.

Энтолейтор

Исследованы энтолейторы (рис. 4) на ОАО "Московский комбинат хлебопродуктов".

Исследование характеристик разгона – выбега ротора энтолейтора позволило определить, что рабочая частота вращения ротора является зарезонансной, следовательно, положение "тяжелой точки" при балансировке будет фактически находиться в противофазе к измеряемым значениям фазового угла..

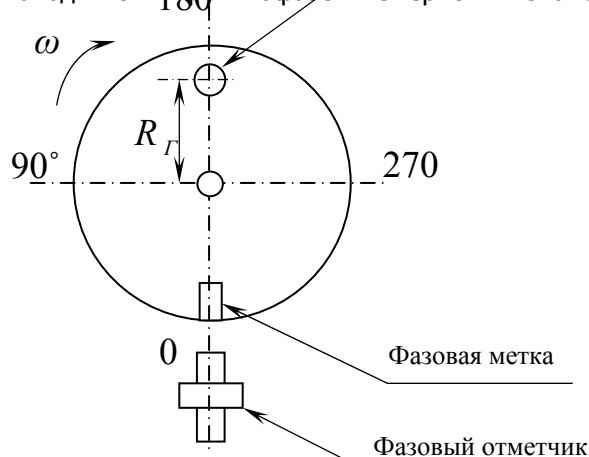


Рис. 4. Схема установки датчиков и корректирующих масс на ротор деташера

Методики балансировки роторов деташеров, вальца вальцовых станков, дробилок, компрессоров и пр. в собственных опорах

Для балансировки двухопорных роторов необходимо учитывать влияние неуравновешенной массы по всем балансировочным плоскостям на каждый подшипник. Здесь применимы методы двухплоскостной балансировки.

Методы двухплоскостной балансировки.

Принимают, что система позволяет использовать принцип суперпозиции и выражать векторы A_0 и B_0 колебаний опор a и b , вызванных дисбалансами D_1 и D_2 в выбранных плоскостях коррекции 1 и 2, уравнениями:

$$A_0 = \alpha_{a1} D_1 + \alpha_{a2} D_2; \quad B_0 = \alpha_{b1} D_1 + \alpha_{b2} D_2, \quad (6)$$

где $\alpha_{a1} - \alpha_{b2}$ – коэффициенты влияния, представляющие векторы колебаний опор a и b , вызванных единичными массами $m_{\Pi 1}$ или $m_{\Pi 2}$ в плоскости 1 или 2 и зависящих от частоты вращения ротора.

Метод одновременного измерения амплитуд и фаз вибрации требует для балансировки три пуска: начальный и два пробных с пробными массами, устанавливаемыми последовательно в двух плоскостях коррекции. Измерения проводятся на одной частоте вращения. Пробная масса $m_{\Pi A} \leq 18M_A / (n^2 \cdot r_A)$, где M_A – масса ротора, приходящаяся на опору A , кг; r_A – радиус уста-

новки пробной массы $m_{Пi}$, m ; n – частота вращения ротора, об/мин. При пусках определяют амплитуды и фазы колебаний опор. По измеренным величинам определяют коэффициенты влияния:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{a1} &= (A_1 - A_0) / r_{П1} m_{П1}; & \alpha_{b1} &= (B_1 - B_0) / r_{П1} m_{П1}; \\ \alpha_{a2} &= (A_2 - A_0) / r_{П2} m_{П2}; & \alpha_{b2} &= (B_2 - B_0) / r_{П2} m_{П2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Корректирующие массы определяют из решения системы уравнений (6):

$$\left. \begin{aligned} m_{K1} r_{K1} &= m_{П1} r_{П1} \times (A_0 - \alpha_2 \cdot B_0) / [(1 - \alpha_1 \cdot \alpha_2) \cdot \alpha_{a1}]; \\ m_{K2} r_{K2} &= m_{П2} r_{П2} \times (B_0 - \alpha_2 \cdot A_0) / [(1 - \alpha_1 \cdot \alpha_2) \cdot \alpha_{b1}]. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $\alpha_1 = \alpha_{b1} / \alpha_{a1}$; $\alpha_2 = \alpha_{a2} / \alpha_{b2}$; $r_{Пi}, r_{Ki}$ – радиусы установки пробных и корректирующих масс, м.

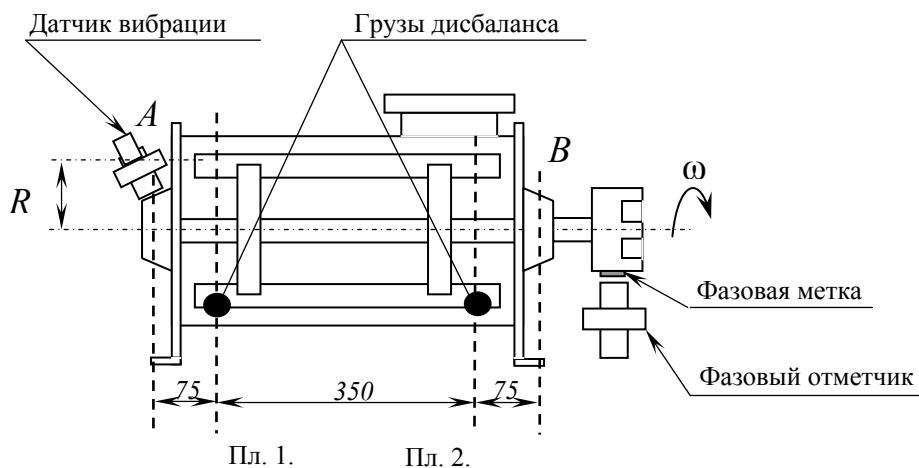


Рис. 5. Схема установки датчиков и корректирующих масс на ротор деташера