торце ротора в той же радиальной плоскости) наносится отметка белой краской — начальный радиус. Рядом располагается лимб для отсчета фазы по стробоскопу (рис. 2-20). Угловая разметка на лимбе производится против вращения с интервалом не более 10°. Нулевая отметка лимба располагается вертикально сверху. Если в плоскостях балансировки имеются ранее установленные грузы, то их целесообразно привести к одной равнодействующей и выставить компактно.

При подготовке приборов должны быть учтены указания, приведенные в § 2-3 — 2-5.

§ 4-5. ОДНОПЛОСКОСТНАЯ БАЛАНСИРОВКА

Изучение метода уравновешивания в своих подшипниках начнем со случая одноплоскостной балансировки. Рассмотрим ротор, состоящий из тонкого маховика на жестком валу, установленного на двух одинаковых и симметрично расположенных подшипниках.

Так как плоскость маховика перпендикулярна оси вращения, то маховик может иметь только статический небаланс, который вызовет на опорах равные и одинаково направленные (синфазные) вибрации $\mathbf{A}_1$.

При условии линейности колебательной системы ротор-опоры измеренная вибрация связана с вызвавшим ее небалансом следующим соотношением:

$$\mathbf{A}_1 = \dot{k}\cdot \mathbf{m}_{\text{неб}}, \tag{4-4}$$

где $\dot{k} = k\underline{|\alpha}$ — комплекс, называемый балансировочной чувствительностью; k — величина (модуль) комплекса; α — угол (аргумент) комплекса; $\mathbf{m}_{\text{неб}}$ — вектор, по величине равный массе небаланса, а по направлению совпадающий с вызываемой им центробежной силой.

Комплекс балансировочной чувствительности может быть представлен в виде:

$$\dot{k} = \dot{k}_1\cdot \dot{k}_2,$$

где $\dot{k}_1 = k_1\underline{|\varphi_{\text{мех}}}$ — комплексный коэффициент, зависящий от параметров механической системы ротор-опоры (угловой скорости вращения, податливости опор, радиуса закрепления грузов и т. п.); k_1 — модуль коэффициента; $\varphi_{\text{мех}}$ — сдвиг фаз между возмущающей силой (центробежная сила) и перемещением (вибрация опоры); $\dot{k}_2 = k_2\underline{|\Delta\varphi_{\text{б. т}}}$ — комплексный коэффициент, связанный с применяемой измерительной аппаратурой (см. § 2-5); k_2 — амплитудная поправка прибора ($k_2 = 1/k_0$, см. § 2-5); $\Delta\varphi_{\text{б. т}}$ — фазовая поправка при определении бьющей точки (см. § 2-5, п. 6).

Обычно $k_2 = 1$, поэтому

$$\dot{k} = \dot{k}_1\cdot \dot{k}_2 = k_1\underline{|\varphi_{\text{мех}}}\cdot k_2\underline{|\Delta\varphi_{\text{б. т}}} = k_1\underline{|\varphi_{\text{мех}} + \Delta\varphi_{\text{б. т}}}$$

или

$$\dot{k} = k\underline{|\alpha} = k\underline{|\varphi_{\text{мех}} + \Delta\varphi_{\text{б. т}}}. \tag{4-5}$$

В уравнении (4-4) — два неизвестных: $\dot{k}$ и $\mathbf{m}_{\text{неб}}$; вектор $\mathbf{A}_1$ получаем, измерив амплитуду и фазу вибраций опор на исходном пуске без грузов. Для определения $\mathbf{m}_{\text{неб}}$ необходимо иметь второе уравнение, которое получим по результатам второго пуска ротора с пробным грузом $\mathbf{m}_{\text{пр}}$:

$$\mathbf{A}_2 = \dot{k}(\mathbf{m}_{\text{неб}} + \mathbf{m}_{\text{пр}}). \tag{4-6}$$

Из уравнений (4-4) и (4-5) легко определяется $\mathbf{m}_{\text{неб}}$:

$$\mathbf{m}_{\text{неб}} = \mathbf{m}_{\text{пр}}\frac{\mathbf{A}_1}{\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1}. \tag{4-7}$$

Поскольку $\mathbf{m}_{\text{ур}} = -\mathbf{m}_{\text{неб}}$,

$$\mathbf{m}_{\text{ур}} = \mathbf{m}_{\text{пр}}\frac{-\mathbf{A}_1}{\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1}. \tag{4-8}$$

Определение $\mathbf{m}_{\text{ур}}$ по формуле (4-8) удобно производить графоаналитически.

На векторной диаграмме (рис. 4-7) строим в одинаковом масштабе векторы $\mathbf{A}_1$ и $\mathbf{A}_2$; вектор, проведенный из конца $\mathbf{A}_1$ к $\mathbf{A}_2$ равен их разности $(\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1)$; из диаграммы определяется его величина и направление, после чего дальнейший расчет производится аналитически.

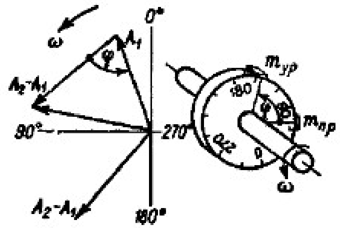

Рис. 4-7. Векторная диаграмма при одноплоскостной балансировке

Из диаграммы рис. 4-7 видно, что если вектор приращения вибрации от пробного груза $(\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1)$ окажется равным и противоположно направленным к вектору исходной вибрации $\mathbf{A}_1$, то ротор будет уравновешен, поскольку вибрация $\mathbf{A}_2$ окажется равной нулю. Для этого необходимо изменить вектор приращения в отношении $\mathbf{A}_1/(\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1)$ и повернуть его на угол φ, составленный этими векторами. Эта операция и производится в расчете умножением вектора $\mathbf{m}_{\text{пр}}$ на комплекс $-\mathbf{A}_1/(\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1)$.

Если уравнения (4-4) и (4-6) решить относительно $\dot{k}$, то получим

$$\dot{k} = \frac{\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1}{\mathbf{m}_{\text{пр}}}, \tag{4-9}$$

откуда следует удобное определение для комплекса чувствительности $\dot{k}$: балансировочная чувствительность равна отношению вектора приращения вибрации к вектору массы груза, вызвавшего это приращение. Размерность комплекса $\dot{k}$ — *мкм/кг*.

Чувствительность для ротора данного типа и применяемой аппаратуры определяют по результатам балансировки, после чего уравновешивание однотипного ротора можно проводить с использованием известной величины $\dot{k}$.

Представим формулу (4-8) в несколько ином виде:

$$\mathbf{m}_{ур} = \frac{-\mathbf{A}_1}{\dfrac{\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1}{\mathbf{m}_{пр}}}.$$

Подставим в нее (4-9):

$$\mathbf{m}_{ур} = \frac{-\mathbf{A}_1}{\dot{k}}. \tag{4-10}$$

По формуле (4-10) уравновешивающий груз рассчитывается после первого пуска и устанавливается на ротор в качестве пробного груза, в результате чего уже при втором пуске вибрация будет значительно снижена.

Рассмотрим пример одноплоскостной динамической балансировки. При исходном пуске вибрация каждой из опор $\mathbf{A}_1 = 60$ *мкм* $|\underline{20^\circ}$. При пуске с пробным грузом $\mathbf{m}_{пр} = 1{,}2$ *кг* $|\underline{70^\circ}$ вибрации опор оказались равными $\mathbf{A}_2 = 75|\underline{80}$. Строим на диаграмме (рис. 4-7) $\mathbf{A}_1$ и $\mathbf{A}_2$ и находим $\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1 = 69|\underline{130}$.

Уравновешивающий груз

$$\mathbf{m}_{ур} = \mathbf{m}_{пр}\frac{-\mathbf{A}_1}{\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1} = 1{,}2|\underline{70}\,\frac{60|\underline{20+180}}{69|\underline{130}} =$$

$$= 1{,}2|\underline{70}\cdot 0{,}87|\underline{70} = 1{,}04|\underline{140},$$

т. е. пробный груз надо увеличить в 0,87 раза и повернуть на угол $\varphi = 70^\circ$ по направлению вращения.

Определим балансировочную чувствительность:

$$\dot{k} = \frac{\mathbf{A}_2 - \mathbf{A}_1}{\mathbf{m}_{пр}} = \frac{69|\underline{130}}{1{,}2|\underline{70}} = 57\ \frac{мкм}{кг}\,|\underline{60^\circ}.$$

Если перед началом балансировки была бы принята система разметки ротора против вращения, а неподвижной шкалы отсчета фазы — по вращению, то измеренные векторы вибраций оказались бы равными своим зеркальным отражениям относительно оси 0—180°: $\mathbf{A}_1 = 60|\underline{340}$, $\mathbf{A}_2 = 75|\underline{280}$. Весь расчетный треугольник оказался бы уже не в первом, а в четвертом квадранте.

Одновременно и вектор пробного груза, поставленного в то же место ротора, запишется как зеркальное отражение $\mathbf{m}_{пр} = 1{,}2|\underline{290}$.

Читателю предоставляется возможность самостоятельно построить диаграмму и убедиться, что вектор уравновешивающего груза при этом также будет зеркальным отражением относительно ранее рассмотренного случая, т. е. окажется на роторе в том же месте.

Итак, в случае одноплоскостной балансировки цикл уравновешивания выполняется за три пуска: исходный, с пробным грузом и с расчетным уравновешивающим грузом. Однако неизбежные погрешности при измерении вибраций и при установке грузов, а также

наличие в некоторых случаях нелинейных соотношений между небалансом и вибрацией иногда приводят к тому, что при пуске с расчетным уравновешивающим грузом вибрация уменьшается, но еще превышает допустимую норму. В этом случае для продолжения балансировки не нужно делать пуск с пробным грузом, так как можно использовать данные двух последних пусков.

Расчет уравновешивающего груза по любой паре пусков производится по формуле

$$\mathbf{m}_{ур} = (\mathbf{m}_{посл} - \mathbf{m}_{исх})\frac{-\mathbf{A}_{исх}}{\mathbf{A}_{посл} - \mathbf{A}_{исх}} + \mathbf{m}_{исх}. \tag{4-11}$$

Индекс «исх» означает исходный пуск, индекс «посл» — последующий.

Нетрудно видеть, что если исходным является первый пуск, а последующим — второй, то $\mathbf{m}_{исх} = 0$, $\mathbf{m}_{посл} = \mathbf{m}_{пр}$ и формула (4-11) совпадает с (4-8).

§ 4-6. ДВУХПЛОСКОСТНАЯ БАЛАНСИРОВКА СИММЕТРИЧНОГО ЖЕСТКОГО РОТОРА

Если в роторе имеется только статический небаланс (рис. 3-2, *а*), то он вызовет на опорах две равные и одинаково направленные (синфазные) вибрации $\mathbf{A}_{I} = \mathbf{A}_{II} = \mathbf{A}'$.

В случае только динамического небаланса на опорах возникают две равные и противоположно направленные (противофазные) вибрации $\mathbf{A}_{I} = -\mathbf{A}_{II} = \pm\mathbf{A}''$ (рис. 3-2, *б*).

При наличии сразу двух видов небаланса

$$\mathbf{A}_{I} = \mathbf{A}' + \mathbf{A}'';$$

$$\mathbf{A}_{II} = \mathbf{A}' - \mathbf{A}''. \tag{4-12}$$

Нас интересует обратная задача, т. е. определение по измеренным вибрациям опор $\mathbf{A}_{I}$ и $\mathbf{A}_{II}$ их составляющих от статического и динамического небалансов, т. е. $\mathbf{A}'$ и $\mathbf{A}''$, которые называют еще симметричными и кососимметричными составляющими вибраций опор.

Складывая и вычитая уравнения системы (4-12), получаем:

$$\mathbf{A}' = \frac{\mathbf{A}_{I} + \mathbf{A}_{II}}{2}; \tag{4-13}$$

$$\mathbf{A}'' = \frac{\mathbf{A}_{I} - \mathbf{A}_{II}}{2}, \tag{4-14}$$

т. е. симметричные и кососимметричные составляющие вибраций равны векторной полусумме и полуразности вибраций опор (рис. 4-8, *а* и *б*).

Совместив диаграммы *а* и *б* рис. 4-8, получим диаграмму рис. 4-8, *в*, из которой видно, что $\mathbf{A}'$ равен вектору, проведенному