

## 第四章 机械振动和零部件的平衡

### 第一节 机械振动

#### 一、振动的基本特性

旋转机械的种类繁多，如发电机、汽轮机、离心式压缩机、水泵、通风机以及电动机等。这类机械的主要功能都是由旋转动作完成的，只要转子一开始转动，就不可避免地要产生振动。机械产生振动后，会造成一定的危害，它使机械工作性能降低或使机械根本无法工作；它使某些零部件因受附加的动载荷而加速磨损、疲劳，甚至破裂，从而影响寿命或造成事故；振动还将产生噪声而危害人身健康。但是，只要振动不过量，是完全允许的。当机械出现一些不正常的振动或振动量过大时，其动态性能劣化，不符合技术要求，必须采取措施予以排除，以保证机械的安全运行。

旋转机械的主要部件是转子。其结构形式虽然有多种多样，但对一些简单的旋转机械来说，为了分析、计算上的方便，一般都将转子的力学模型简化为一圆盘，装在一无重的弹性转轴上，转轴两端由不变形（即刚性的）的轴承及轴承座支承，该模型称为刚性支承的转子。对它进行分析、计算所得到的概念和结论能明确、形象地说明旋转机械的振动基本特性。

##### （一）转子涡动

一般情况下，旋转机械的转子轴心线是水平的，转子的两个支承点在同一水平线上。设转子上的圆盘位于转子两支承点的中央，当转子静止时，由于圆盘的重力使转子轴弯曲变形产生静挠度，即静变形。此时，由于静变形较小，对转子运动的影响不显著，可以忽略不计，即圆盘的几何中心  $O'$  与轴线  $AB$  上  $O$  点重合，如图 4—1 所示。在转子开始转动后，由于离心力的作用转子产生动挠度。此时转子有两种运动：一种是转子的自身转动，即圆盘绕其轴线  $AO'B$  的转动；另一种是弓形转动，即弯曲的轴心线  $AO'B$  与轴承连线  $AOB$  组成的平面绕  $AB$  轴线的转动。

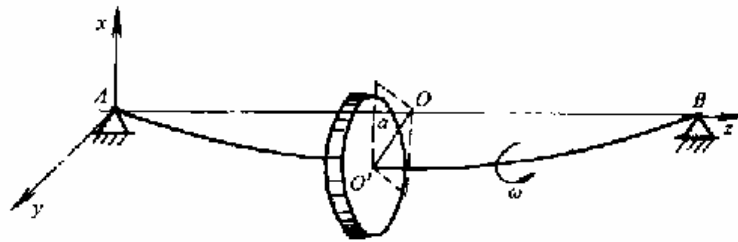


图 4—1 单圆盘转子

圆盘的质量以  $m$  表示，它所受的力是转子的弹性力  $F$

$$F = -ka \quad (4-1)$$

式中  $k$ ——转子刚度系数；

$a$ —— $OO'$  间距离。

圆盘的运动微分方程式为

$$\begin{cases} m\ddot{x}: mx = F_x = -kx \\ m\ddot{y}: my = F_y = -ky \end{cases} \quad (4-2)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}: x + (k/m)x = 0 \\ \ddot{y}: y + (k/m)y = 0 \end{cases} \quad (4-3)$$

令  $\omega_n^2 = k/m$

$$\begin{cases} x = X \cos(\omega_n t + \Phi_x) \\ y = Y \sin(\omega_n t + \Phi_y) \end{cases} \quad (4-4)$$

式中 X——x 轴方向振幅 (mm);

Y——y 轴方向振幅 (mm);

$\omega_n$ ——频率 (1/s);

$\Phi_x$ ——相位 ( $^\circ$ );

$\Phi_y$ ——相位 ( $^\circ$ )。

由式 (4-4) 得知, 圆盘或转子的中心  $O'$ , 在互相垂直的两方向作频率为  $\omega_n$  的简谐振动 (转速  $n$  的频率为  $n/60$ , 单位为 1/s)。在轴承和油膜的刚度各向同性时, 振幅 X、Y 相等,  $O'$  点的轨迹为圆。在一般情况下, 振幅 X、Y 不相等,  $O'$  点的轨迹为一椭圆。 $O'$  的这种运动是一种涡动, 或称进动。转子的涡动方向与转子的转动角速度  $\omega$  同向时, 称正进动; 与  $\omega$  反方向时, 称反进动。

## (二) 转子的临界转速

在某些旋转机械的开机或停机过程中, 当经过某一转速附近时, 会出现剧烈振动。这个转速在数值上非常接近于转子横向自由振动的固有频率, 这个与转子固有频率相对应的转速, 称为转子的临界转速。但是, 临界转速的值并不等于转子的固有频率, 而且在临界转速时发生的剧烈振动与共振是不同的物理现象。转子的质量越大、刚度越小时, 其临界转速越低, 反之则越高。

因为转子有一阶、二阶……等一系列固有频率, 所以转子在旋转时就可能遇到一阶、二阶等多个临界转速。其中一阶临界转速是最低的一个, 在旋转机械中遇到的机会较多, 而二阶及更高阶数的临界转速, 只有在少数情况下才会遇到。

如果机器的工作转速小于一阶临界转速, 则转轴称为刚性轴; 如果工作转速高于一阶临界转速, 则转轴称为柔性轴。具有柔性轴的旋转机器运转时较为平稳, 但在启动过程中, 要经过临界转速。如果缓慢启动, 经过临界转速时, 也会发生剧烈的振动。

使转子产生干扰力的因素, 最基本的就是由于不平衡而引起的离心力。离心力的作用频率 (为每转一次) 就等于转子的转速频率, 因此, 旋转机械的工作转速不应等于或接近于临界转速, 否则将使转子产生剧烈振动而可能带来严重后果。

对于柔性轴, 一般都要求做到

$$1.4n_1 < n < 0.7n_2$$

对于刚性轴, 也要求做到

$$n < (0.55 \sim 0.8) n_1$$

式中  $n$ ——工作转速 (r/min);

$n_1$ ——一阶临界转速 (r/min);

$n_2$ ——二阶临界转速 (r/min)。

## (三) 影响转子临界转速的因素

1. 陀螺力矩对转子临界转速的影响 当圆盘不装在两支承点的中心而偏于一边时, 转轴变形后, 圆盘的轴线与两支承点 A 和 B 的连线有夹角  $\psi$ , 如图 4-2 所示。

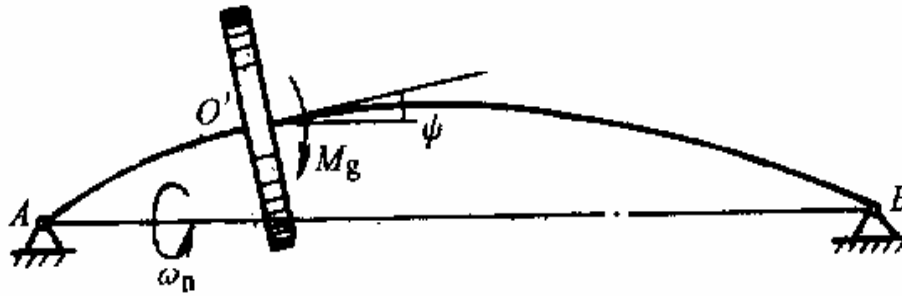


图 4—2 陀螺力矩的影响

当转轴有自然振动时，由于转子进动，圆盘对质心  $O'$  的动量距将不断改变方向。惯性力矩方向与平面  $O'AB$  垂直，这个惯性力矩称为陀螺力矩或回转力矩。这个力矩与  $\psi$  成正比，相当于弹性力矩。在转子正进动 ( $0 < \psi < \pi/2$ ) 的情况下，力矩使转轴的变形减小，因而提高了转轴的弹性刚度，即提高了转子的临界角速度；在转子反进动 ( $\pi/2 < \psi < \pi$ ) 的情况下，力矩使转轴的变形增大，从而降低了转轴的刚度，即降低了转子的临界角速度。故陀螺力矩对转子临界转速的影响是：正进动时，它提高了临界转速；反进动时，它降低了临界转速。

**2. 弹性支承对转子临界转速的影响** 只有在支架即轴承架完全不变形的条件下，支点才能在转子运动时保持不动。实际上，支架并不是绝对刚性不变形的，因而考虑支架的弹性变形时，支架就相当于弹簧与弹性转轴相串联。支架与弹性转轴串联后，其总的刚度要低于转轴本身的弹性刚度。因此，弹性支承可使转子的进动角速度或临界转速降低；减小支承刚度可以使临界角速度显著降低。另外，转子在油膜刚度、基础刚度等改变时，其临界转速数值也要有一定的变化。

#### (四) 转子重心的相位和振动波德图

转子在振动时有一定的相位特性。如果圆盘的重心  $G$  与转轴中心  $o'$  不重合， $e$  为圆盘的偏心距 即  $O'G = e$ ，如图 4—3 所示。 $\omega_L$  为临界角速度，当圆盘以角速度转动时，转子旋转时因离心力作用使转子产生动挠度和振动，在转子的圆周方向上任何一点，都可测得其最大的振动值  $A$ ，其方向即为动挠度的方向，此测点位置称为高点  $h$  (见图 4—3 中的  $h$  点)。

在转子振动时，只有当转速很低，振动的高点位置才与重心同相位；但当转速升高到一定数值时，振动的高点总要滞后于重心某一相位  $\varphi$  (由于惯性的影响)，即当转子的重心转到某一角度时，在该角度位置并不能及时出现振动高点，而要当重心转过一个相位角  $\varphi$  后才能出现。转子的转速越高，高点滞后于重心的相位角  $\varphi$  也越大。

在正常运转的情况下：

1. 当  $\omega < \omega_L$  时， $\varphi < 90^\circ$ ，重心  $G$  和高点  $h$  在同一侧，如图 4—3a 所示；
2. 当  $\omega = \omega_L$  时， $\varphi = 90^\circ$ ，振幅  $A \rightarrow \infty$ ，是共振情况，实际上由于存在阻尼，振幅  $A$  不是无穷大，而是较大的有限值，转轴的振动仍然非常剧烈，甚至有可能断裂，如图 4—3b 所示。

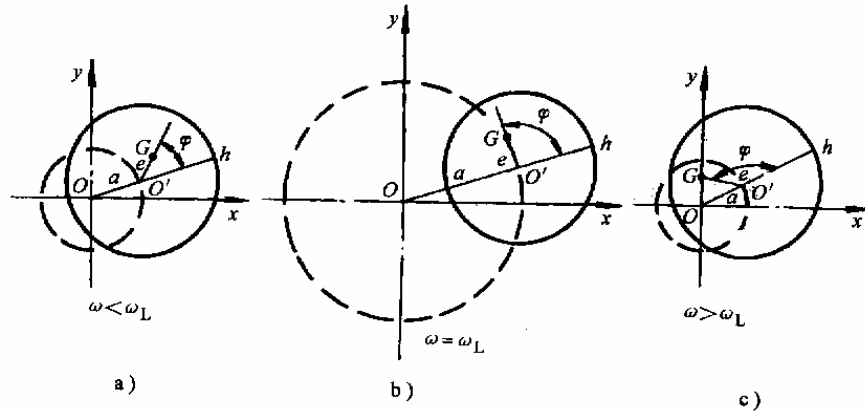


图 4—3 转子重心相位变化

3. 当  $\omega > \omega_L$  时,  $\varphi > 90^\circ$ , 重心  $G$  处于转子动挠度方向的对面, 重心  $G$  所产生的离心力已有一部分分力能起抑制振动的作用, 这就是为什么在临界转速以后, 转子的振幅反而会逐步减小的原因, 这种作用称为转子的自定心作用, 或称自动对心。

4. 当  $\omega \geq \omega_L$  时,  $\varphi \approx 180^\circ$ ,  $OO' \approx -O'G$ , 圆盘的重心  $G$  近似地落在固定点  $O$  上, 振动很小, 转动反而比较平稳。

根据以上振动的各种特性及其规律, 可以画出振幅——转速特性图和相位——转速特性图, 将这两个图对应地画在一起, 叫做波德图, 它是表示转子振动基本特性的典型曲线图, 如图 4—4 所示。

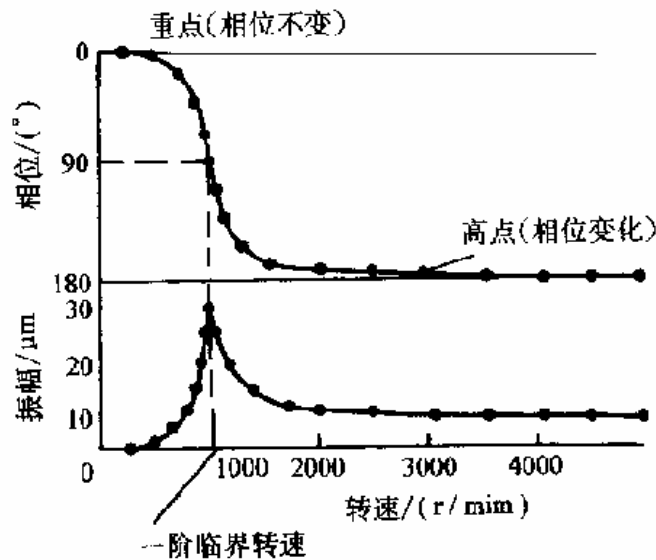


图 4—4 振动波德图

## 二、旋转机械振动标准

振动标准从使用者的角度可以分为两类, 即运行管理标准和制造厂出厂标准。两者的内容和规格不同, 通常后者比前者严格; 两者的目的也不一样, 前者用于评定设备的健康状况 (即对设备进行分级), 对设备的故障进行诊断, 确定设备的维修计划等, 而后者是用来控制设备的质量、性能以及可靠性等。本章介绍前一类振动标准。

从故障诊断的角度还可以将振动标准划分为绝对标准和相对标准两种。绝对标准是指判

断设备状态的振动绝对数值；相对标准是指设备自身振值变化率的允许值。绝对标准是在规定了正确的测量方法之后制定的标准，所以在应用时必须注意标准适用的频率范围和测定方法。

### (一) 相对振动标准

相对标准是振动标准在故障诊断中的典型应用，特别适用于尚无适用的绝对标准的设备。其应用方法是对设备的同一部位的振动进行定期检测，以设备正常情况下的值为原始值，根据实测值与原始值的比值是否超过标准来判断设备的状态。

标准值的确定根据频率的不同分为低频（小于 1000Hz）和高频（大于 1000 Hz）两段，低频段的依据主要是经验值和人的感觉，而高频段主要是考虑了零件结构的疲劳强度。

典型的相对标准有日本工业界广泛采用的相对标准见表 4—1。

表 4—1 日本工业界推荐相对标准

	低频(小于 1000Hz)	高频(大于 1000Hz)
注意区	1.5~2 倍	3 倍
异常区	4 倍	6 倍

### (二) 绝对振动标准

评定旋转机械振动优劣的标准经历了轴承振动振幅、转轴振动振幅以及轴承振动烈度的发展过程。过去大多用轴承振动振幅值作为制定标准的基础，它的缺点是不能反映转轴的振动状态，且未考虑不同轴承以及同一轴承不同方向上振动的不等效性。对环境危害的不等效性、以及不同频率振动分量的不等效性。随着测量技术的发展，以转轴振动幅为基础的振动标准和以轴承振动烈度为基础的振动标准得到了广泛应用。

**1. 旋转机械振动通用标准** 见表 4—2，它给出了转速范围为 10~200r / s 的大型旋转机械的 ISO394—1985 机械振动—振动烈度的现场测量与评价标准。本标准适用于功率大于 300kW，转速为 10~100r / s 的大型原动机和其他有旋转质量的大型机器的振动烈度评定。振动烈度就是振动速度的有效值。当轴心轨迹为圆周状态时的振动速度，就等于圆周半径与角速度的乘积，即

$$V=r\omega \quad (4-5)$$

式中 V——振动速度 (mm/s)；

r——圆周半径，即振动位移的单幅值 (mm)；

$\omega$ ——旋转时轴心的角速度 (1 / s.)， $\omega = 2 \pi n / 60$ 。

振动时由于轴心轨迹呈圆周状态，其振动的波形为正弦波，因此振动速度有效值应为

$$V_{ms} = V / \sqrt{2} \quad (4-6)$$

式中  $V_{ms}$ ——振动速度有效值即振动烈度 (mm/s)。

表 4—2 ISO394—1985 机械振动—振动烈度的现场测量与评价标准  
(转速范围为 10~200r/s 的大型旋转机械)

振 动 烈 度		支 撑 类 别	
$V_{ms}/(mm/s)$	$V_{ms}/(in/s)$	刚 性 支 承	挠 性 支 承
0.46	0.018	良 好	良 好
0.71	0.028		
1.12	0.044		
1.8	0.071	满 意	满 意
2.8	0.11		
4.6	0.18	不 满 意	不 满 意
7.1	0.28		
11.2	0.44	不 合 格	不 合 格
18.0	0.71		
28.0	1.10		
71.0	2.80		

由此可得出, 振动烈度与振动位移双幅值之间的关系为

$$V_{ms} = V/\sqrt{2} = rw/\sqrt{2} = Aw/2\sqrt{2} \quad (4-7)$$

式中 A——振动双幅值 (mm)。

用振动烈度来评定机械振动水平时, 与机械的旋转速度无关, 因为振动烈度与转速 (或角速度  $\omega$ ) 已有一定的关系, 因此振动烈度能反映出振动的能量, 这种标准比较合理。

该标准规定在轴承外壳上三个正交方向上测量振动烈度, 并根据机器的支承特性将机器进行分类。所谓刚性支承是指机械的主激励频率低于支承系统一阶固有频率的支承; 反之, 则是柔性支承, 支承系统固有频率可经实验测得, 而机械的主激励频率, 一般为其转速频率。如一台旋转机械工作转速为 6000r/min, 则主激励频率为 100Hz。

见表 4—3, 为转速为 10~200r/s 机器的 ISO2372—1974 振动标准。该标准将机器分为第一类小型机器 (功率 15kw 以下的电机), 第二类中型机器 (15~75kw 电机和 300kW 以下机器), 第三类大型机器 (300kw 以上的硬底座机器) 和第四类大型机器 (300k 以上的软底座机器)。表中分为四个品质段:

- 品质段 A 为机械运行良好;
- 品质段 B 为机械运行满意;
- 品质段 C 为机械运行不满意, 已有一定的故障, 应予检查和修复;
- 品质段 D 为机械运行不合格应立即停止运行。

表 4—3 ISO2372—1974 振动标准



振动烈度的范围		判定每种机器质量的实例			
范围	在该范围极限上的速度有效值/(mm/s)	第一类	第二类	第三类	第四类
0.28	0.28	A	A	A	A
0.45	0.45				
0.71	0.71				
1.12	1.12	B	B	B	B
1.8	1.8				
2.8	2.8	C	C	C	C
4.5	4.5				
7.1	7.1	D	D	D	D
11.2	11.2				
18	18				
28	28				
45	45				
71	71				

**2. 旋转机械特定机种专用标准** 旋转机械特定机种主要指离心鼓风机、压缩机、蒸汽涡轮机、燃气涡轮机、汽轮发电机组、水轮机和水电发电机组以及电动机和泵等。国际标准化组织（ISO）、国际电工委员会（IEC）、各主要工业国家及我国的国家标准化组织、商业组织、技术学会等都制定了很多专用振动标准。其中，电动机和泵的振动标准是以振动烈度表示的，其余特定机种的振动标准，大多以轴承、转轴振动位移双幅值表示。用振动位移值来评定机械振动水平时，是按照转速的高低来规定允许的振幅大小。转速低，允许的振幅大；转速高，允许的振幅小。这是因为当同样振幅时，对于高速的旋转机械将会带来较大的危害。

### 三、振动测量

测量旋转机械的振动，一般都要使用振动测量仪器，凭手的感觉和其他经验方法已不能满足要求。测量振动，一般都选择轴承上适宜的测点，从而测得轴承振动值，或者直接测量轴振动。但个别情况下，为了寻找振动的原因，有时需要选择某些特殊位置进行测量，例如测量基座或基础的振动、管道的振动等。但作为评定机械的振动水平时的测点位置，总是在轴承或轴两方面。

#### （一）常用测振仪器

常用简易测振仪器多种多样，大致可分为三大类：

**1. 位移型涡流式轴振动仪** 这是一种非接触式测量相对位移的振动仪，用来测量轴振动。一般将传感器安装在轴承座上。测量轴和轴承座之间的相对位移，对于高速、重大设备。必须直接监测轴的振动。在大型风机、压缩机、发电机组设备上，都装有这类测头。

**2. 速度型传感器振动仪** 速度型传感器主要是磁电式速度计。这是一种接触式传感器，用于测量轴承座、壳体等振动。由于输出信号与被测物的振动速度成正比，所以称之为速度型传感器。速度传感器主要用于测量低频振动。

**3. 加速度型传感器振动仪** 加速度型传感器也是接触式传感器，主要用来测量轴承振动。传感器的输出信号与被测物的振动加速度成正比。加速度传感器不仅能测低频振动，也能测中、高频振动。通过电子同回路积分，也能测振动速度和振动位移，所以应用广泛。

#### （二）正确选择检测仪器

不同种类的传感器，具有不同的可测频率范围，测试前应该结合被测对象的主要频率范围来选定适当仪器。一般来说，接触式传感器中，速度型传感器适用于测量不平衡、不对中、松动接触等引起的低频振动，用它测量振动位移，可以得到稳定的数据；加速度传感器适用

于测量齿轮、轴承故障等引起的中、高频振动信号，但用它测量振动位移，往往不太稳定。因此，加速度传感器测量仪一般只用于测振动速度。

### （三）正确选择测点的位置

测点位置和传感器安装位置能决定测量到什么频率范围的振动。实际被测对象都有主体与部件、部件与部件之间的区别。必须找出最佳的测振位置，合理布点。

实际测量中，一般的设备的轴承部位为测量点，首先从轴承左边或右边开始，确定测量点，顺序编号为 1、2、3…，并作记录。以使每次测量都在同一点。确定测点后画出如图 4—5 所示的草图，标明机器名称和转速，以便实测时对照使用。

例如用速度传感器在轴承上测量振动时，要选择反映振动最为直接和灵敏的位置，测量轴承垂直方向的振动值时，应选择轴承宽度中央的正上方为测点位置；测量轴承水平方向的振动值时，应选择轴承宽度中央的中分面处为测点位置；测量轴承轴向振动值时，应选择轴承轴心线附近的端面为测点位置。

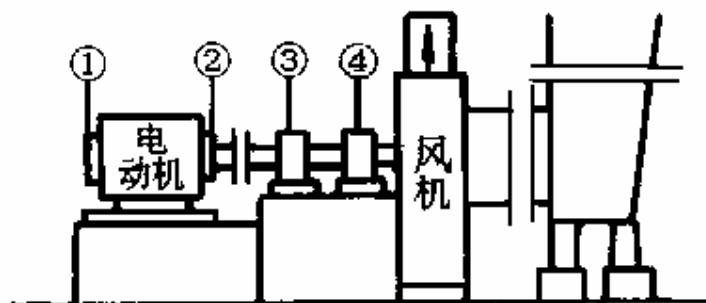


图 4—5 设备简图与测点

### （四）正确安装固定传感器

在振动检测过程中，传感器必须和被测物紧密接触。如果在水平方向上产生滑动或者在垂直方向上脱离接触，都会使检测结果严重畸变，记录无法使用。通常使用的固定方法有螺钉联接固定、蜂蜡固定、胶合固定、绝缘联接固定、磁铁联接固定等。

例如，加速度传感器通常依靠基座下的螺孔，用螺杆紧固在轴承上。但为了装卸方便，有时不用螺纹联接，而在传感器与轴承之间靠永久磁铁吸牢，也可达到联接目的。

### （五）测试信号数据整理

根据上述几点测得的振动信号、数据，如动态的幅值、相位、功率和能量等，进行分析和研究，按设备分别整理，画出趋势图，同基准值比较，就能一目了然地看出设备运转状态。一般情况下，这种整理工作可以采用手工方式来进行，但是随着计算机的广泛应用，实际工作中已开始借用计算机来进行数据处理和分析诊断。

## 第二节 旋转零部件的平衡

### 一、不平衡的原因

常用机械中包含着大量的作旋转运动的零部件，例如各种传动轴、主轴、电动机和汽轮机的转子、曲轴、带轮、飞轮、叶轮、砂轮等等。作旋转运动的零部件，可以统称为回转体。在理想的状态下，回转体旋转时和不旋转时对轴承或轴产生的压力是一样的，这样的回转体是平衡的回转体。但在工程中的各种回转体，由于材料内部组织密度不均或毛坯缺陷、加工及装配中产生的误差，甚至设计时就具有非对称的几何形状等多种因素，使得回转体在



旋转时，其上的每个微小质点产生的离心力不能相互抵消，重心与旋转中心发生偏移，零部件在高速旋转时，将产生很大的离心力。

例 1 当一旋转零件在离旋转中心 50mm 处有 49N 的偏重时，如果以 1400r/min 的转速旋转，则将产生的离心力大小为

$$\begin{aligned}
 F &= (W/g)e(\pi n/30)^2 \\
 &= \left[ \frac{49}{9.81} \times 0.05 \times (\pi 1400/30)^2 \right] \text{N} \\
 &= 5364.2 \text{N}
 \end{aligned}$$

式中 F——离心力 (N)；

W——转动零件的偏重 (N)；

g——重力加速度， $g=9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ；

e——质量偏心距 (m)；

n——每分钟转速 (r/min)。

这个离心力将通过轴承或轴作用到机械及其基础上，引起剧烈振动，产生噪声，加速轴和轴承磨损，机械工作精度降低，缩短了机械的寿命；严重时，能造成破坏性事故。因此工程中常需对回转体零部件进行平衡。

## 二、不平衡的形式

任何一个回转体旋转时，其体内无数个微小质点都将产生离心力，这些无数的离心力，组成了一个惯性力系，作用在回转体上，使其产生弯曲变形。弯曲改变了质点至旋转轴线的距离，使离心力大小产生变化，又使回转体产生新的变形，如此反复，直至抵抗变形的弹性恢复力与离心力平衡为止。工程中，若回转体在惯性力系的作用下，只产生微小的变形，则称其为刚性回转体，并忽略其变形。这样作能简化惯性力系的分析与处理；反之，则作为柔性回转体处理。一般来说，工作转速低于其一阶临界转速 0.5 倍的回转体，可视为刚性；而工作转速超过其一阶临界转速 0.7 倍的回转体，则应按柔性的处理。柔性回转体的平衡较为复杂，目前尚无统一标准，本书主要分析刚性回转体的不平衡形式、平衡方法及平衡精度。

刚性回转体不平衡形态，是根据回转体惯性力系简化结果的不同而进行分类的；柔性回转体不平衡状态是依据不同类型的机器而分别制定的。

设有一个任意形状的刚性回转体、以等角速度  $\omega$  绕一固定轴 z 旋转，取 Z 轴上任意一点为坐标原点，记为点 O 则按理论力学原理可知，刚性回转体上无数个质点产生的离心惯

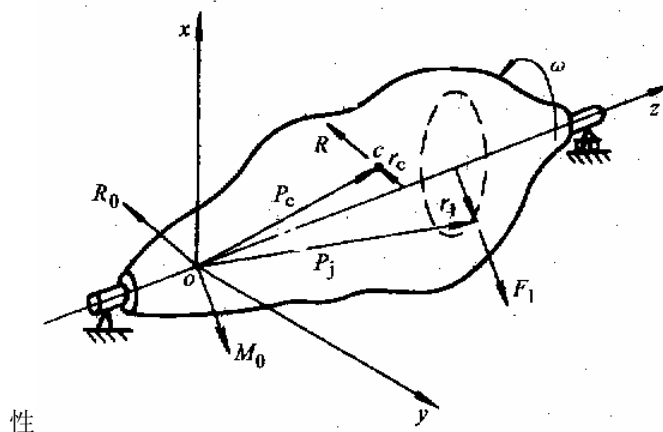


图 4—6 刚性回转体惯性力系简化示意图

力向 O 点简化的结果, 将得到此惯性力系的主矢  $R_0$  及主矩  $M_0$  如图 4—6 所示, 用矢量表示为

$$R_0 = \sum F_j = \sum m_j \omega^2 r_j = M\omega^2 r_c$$

$$|R_0| = M\omega^2 |r_c|$$

$$M_0 = \sum P_j F_j \quad (4-8)$$

$$|M_0| = \omega^2 \sqrt{J_{yz}^2 + J_{xz}^2} \quad (4-9)$$

式中  $F_j$ ——第 j 个微小质点产生的离心力 (N);

$m_j$ ——第 j 个微小质点的质量 (kg)

$\omega$ ——角速度 (1 / S);

$r_j$ ——第 j 个微小质点到 z 轴的距离矢量 (m);

$M$ ——刚性回转体总质量 (kg);

$r_c$ ——刚性回转体的质心 c 点到 z 轴的距离矢量 (m);

$P_j$ ——第 j 个微小质点到原点 O 的距离矢量 (m)

$J_{yz}$ ——刚性回转体对 x 轴的离心惯性积 ( $\text{kgm}^2$ );

$J_{xz}$ ——刚性回转体对 y 轴的离心惯性积 ( $\text{kgm}^2$ );

主矢  $R_0$  的大小与原点 O 的位置选择无关, 而主矩  $M_0$  的大小却与原点 O 的位置选择有关。

刚性回转体在旋转时, 主矢和主矩的方向随同产生的旋转而变化, 对轴承产生交变的动压力。刚性回转体平衡的必要与充分条件, 是惯性力系向任一点简化得到的主矢与主矩为零。式 (4-5) 中, 由  $R_0=0$  可推出  $r_c=0$ , 既 z 轴必须通过质心 c, 式 (4-6) 中, 由  $M_0=0$  可推出  $J_{yz}=0, J_{xz}=0$ , 即 z 轴必须是刚性回转体的某一条惯性主轴。满足条件  $R_0=0$  及  $M_0=0$  的轴, 即转子质量围绕其作对称分布因而在旋转时不产生自由离心力的那个物体轴可称

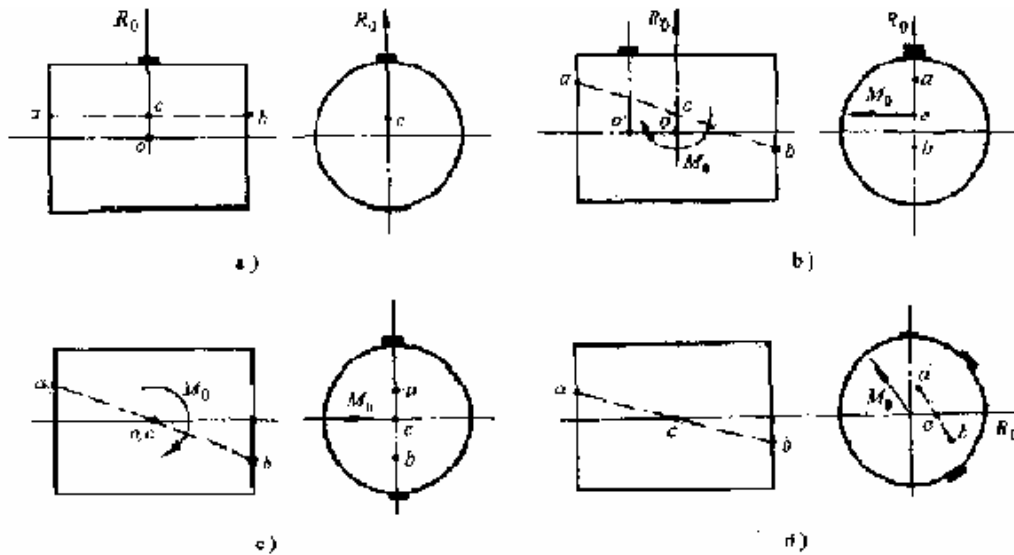


图 4—7 不平衡示意图

- a) 静不平衡示意图      b) 准静不平衡示意图  
c) 偶不平衡示意图      d) 动不平衡示意图

为中心主惯性轴，回转体的轴线是指连接轴颈中心点的一条直线。根据回转体惯性力系简化结果的不同，刚性回转体存在四种不平衡形式：

### （一）静不平衡

当惯性力系简化结果为  $R_o \neq 0$ ，即  $r_c \neq 0$ 、 $M_o = 0$ ，即  $J_{yz} = J_{xz} = 0$  时，出现如图 4—7a 所示的状态，中心主惯性轴线平行地偏离了轴线。按 ISO 国际标准，这种不平衡状态被定义为静不平衡。静不平衡的零部件只有当它的重心在铅垂线下方时才能静止不动。在旋转时，由于离心力而使轴产生向偏重方向的弯曲，并使机器发生振动。对于这种不平衡可以用静平衡方法予以平衡。

### （二）准静不平衡

当惯性力系简化为如图 4—7b 所示时，即  $R_o \neq 0$ ， $r_c \neq 0$ ， $M_o \neq 0$ ，但  $R_o \perp M_o$ ，总能找到  $O'$  点。使得  $R_o \neq 0$ ，但  $M_o = 0$ 。这种和静不平衡情况相像的不平衡，称为准静不平衡。这种单侧面的不平衡量会引起重心的偏移和中心主惯性轴线的倾斜，从而使它与轴线相交，这一类的不平衡可以通过静平衡的方法予以平衡。

### （三）偶不平衡

当惯性力系简化为  $R_o = 0$  即  $r_c = 0$ ， $M_o \neq 0$ ，即  $J_{yz} \neq 0$ 、 $J_{xz} \neq 0$ ，出现如图 4—7c 所示的状态。两个平衡量会使中心主惯性轴线相对于轴线发生倾斜，且在重心上与轴线相交。它与准静不平衡相反，中心主惯性轴并不发生偏移。这种不平衡状态称为偶不平衡。一般情况下，偶不平衡的干扰要比静不平衡的干扰小。这种不平衡的零部件在任何位置都可以静止不动，但在旋转时，将由于轴向位置上有偏重而产生力偶矩，会使机器发生振动。这一类的不平衡可以通过动平衡的方法进行平衡。

### （四）动不平衡

当惯性力系简化为  $R_o \neq 0$ ，即  $r_c \neq 0$ ， $M_o \neq 0$  即  $J_{yz} \neq 0$ 、 $J_{xz} \neq 0$ ，出现如图 4—7d 所示的状态。这种既有静不平衡，又有偶不平衡的不平衡称为动不平衡。动不平衡是指静不平衡加偶不平衡。此时，中心主惯性轴线相对于轴线倾斜，但不相交。这一类的不平衡可以通过动平衡的方法进行平衡。

## 三、平衡的方法

对旋转零件或部件作消除不平衡的工作，叫做平衡。要使一个不平衡的回转体成为平衡的回转体，就需要重新调整其质量的分布，以使其旋转轴线与中心主惯性轴线相重合。这就是平衡的实质，回转体的轴线与中心主惯性轴线必须相重合，使得围绕其轴线旋转的物体的离心力尽可能地小。为此必须做到两点：其一，借助质量校正，使中心惯性轴线与轴线重合，或处在某些特殊情况下；其二，直接在中心主惯性轴线的位置上构成轴线，这种情况下，在加工支承轴颈以前，必须先测出中心主惯性轴线的位置，并用中心钻将此位置固定下来，这种办法称为定中心平衡（质量定心）。

平衡分为静平衡和动平衡两种。静平衡是使回转轴线通过回转体的重心，消除由于质量偏心引起的离心力；而动平衡除了要求达到力的平衡外，还要求校正由于力偶的作用而使主惯性轴绕回转轴线产生的倾斜。

对于刚性回转体，当转速  $n < 1800 \text{r/min}$  和长径比  $L / D < 0.5$ ，或者转速  $n < 900 \text{r/min}$  时，只需要作静平衡；而当转速  $n > 900 \text{r/min}$  和长径比  $L / D > 0.5$ ，或者转速  $n > 1800 \text{r/min}$  时，则必须进行动平衡。

对于柔性回转体，必须要进行动平衡。

### （一）平衡工艺

1. 校正面 平衡一般在垂直于旋转轴线、且被称为校正面的平面上进行。刚性回转体的静平衡，一般只需要一个校正面即可。此校正面应为重心  $c$  所在的平面或离其很近。反之，

则应选择两个校正面。对于刚性回转体的动平衡必须要两个校正平面才行。对于柔性回转体的动平衡，一般应根据其工作转速超过其临界转速的阶数，选择三个以上的校正面、校正面的位置，一般由回转体的结构决定，对柔性回转体等来说，还应该考虑要平衡的那一阶不平衡量的分布，兼顾其他几阶不平衡量的分布而决定。

**2. 校正方法** 不论是刚性回转体，还是柔性回转体；不论是静平衡，还是动平衡，校正方法均可划分为加重、去重或调整校正质量三类方法。

(1) 加重就是在已知该校正面上折算的不平衡量  $U$  的大小及方向后，有意在  $U$  的负方向上给回转体附加上一部分质量  $m$ ，并使质量  $m$  到旋转轴线的距离  $r$  与质量  $m$  的乘积等于  $U$ ，即  $mr=U$ ，显然，该校正面上的不平衡被消除了。加重可采用补焊、喷镀、胶接、铆接和螺纹联接等多种工艺方法加配质量。加重中，若附加质量体积较大，应该准确计算出其质心的位置，并按此位置计算距离  $r$ 。

(2) 去重就是在已知该校正面上折算的不平衡量  $U$  的大小及方向后，有意在  $U$  的正方向上从回转体上去除一部分质量  $m$ ，当  $U=mr$  时，去除的质量  $m$  产生的不平衡量就是  $U$ ，因而该校正面上的不平衡也被消除了。去重可采用钻、磨、铣、镗及激光打孔等多种工艺方法去除质量。

(3) 调整校正质量则是预先设计出各种结构，如平衡槽、偏心块、可调整径向位置的螺纹质量小块等，通过调整各种结构中的校正质量块的数量、或径向位置、或角度分布，达到抵消不平衡量  $U$  的目的。

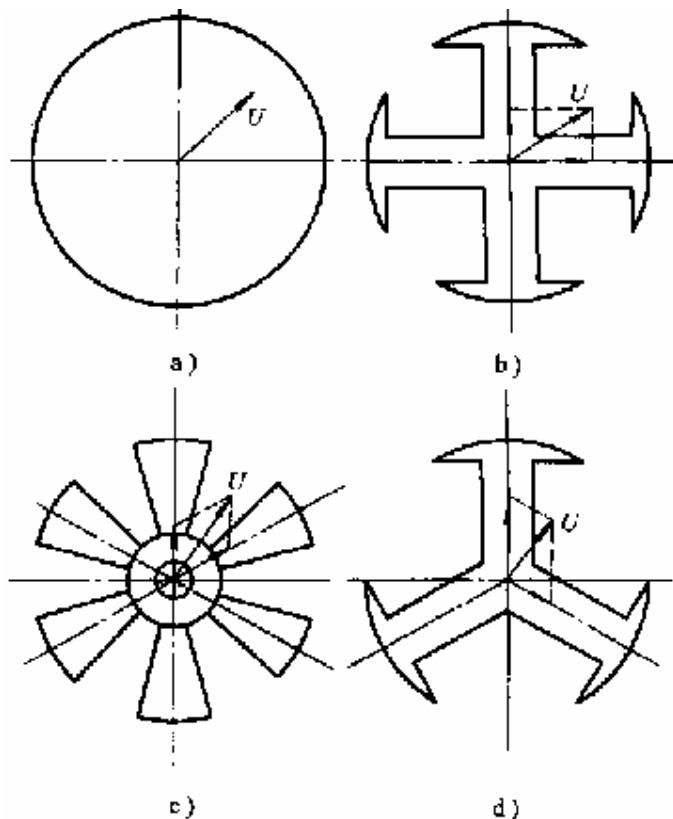


图 4—8 极坐标校正与分量校正示意图

- a) 极坐标校正      b) 90° 分量校正  
c) 60° 分量校正      d) 120° 分量校正

不论是哪一种校正方法，要求加上、或去掉或进行调整的不平衡量的大小和方向应该准确。

有些工艺过程需要进行一定的数学计算，才能精确地控制调整量。

**3. 极坐标校正与分量校正** 在回转体的校正面上任一角度位置，均可以去重或加重，可以采用极坐标校正法如图 4—8a 所示。曲轴、叶轮等回转体，由于结构上的原因，不平衡量的校正位置被限定在特定的角度范围内，应采用  $60^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $120^\circ$  或校正面的几何形状所允许的任意角度的二分量校正法如图 4—8b、图 4—8c、图 4—8d 所示，各分量的大小可以按三角函数关系简单算出。

## (二) 刚性回转体的静平衡

刚性回转体的静平衡首先需确定静不平衡量的大小及方向。检查静不平衡的设备，主要有静平衡架、平衡心轴和静平衡试验机（与动平衡机类似，事实上动平衡机也能用于检查静不平衡）。静平衡架是工程中常用的设备。如图 4—9 所示为几种常用的静平衡架结构简图，其中图 4—9a 平行导轨式静平衡架应用最广。导轨截面有刃口形、圆形、菱形等多种形式。平行导轨须具有光滑和坚硬的工作表面，以减少摩擦阻力，提高平衡精度。若回转体无轴颈待装配时，可使用平衡心轴如图 4—9d 所示。平衡心轴的径向跳动应小于  $0.005\sim 0.02\text{mm}$ ，外圆加工精度不低于 2 级。静平衡架支承面与轴颈或平衡心轴均应淬硬至  $50\sim 60\text{HRC}$ ，最好镀硬铬，并磨光。

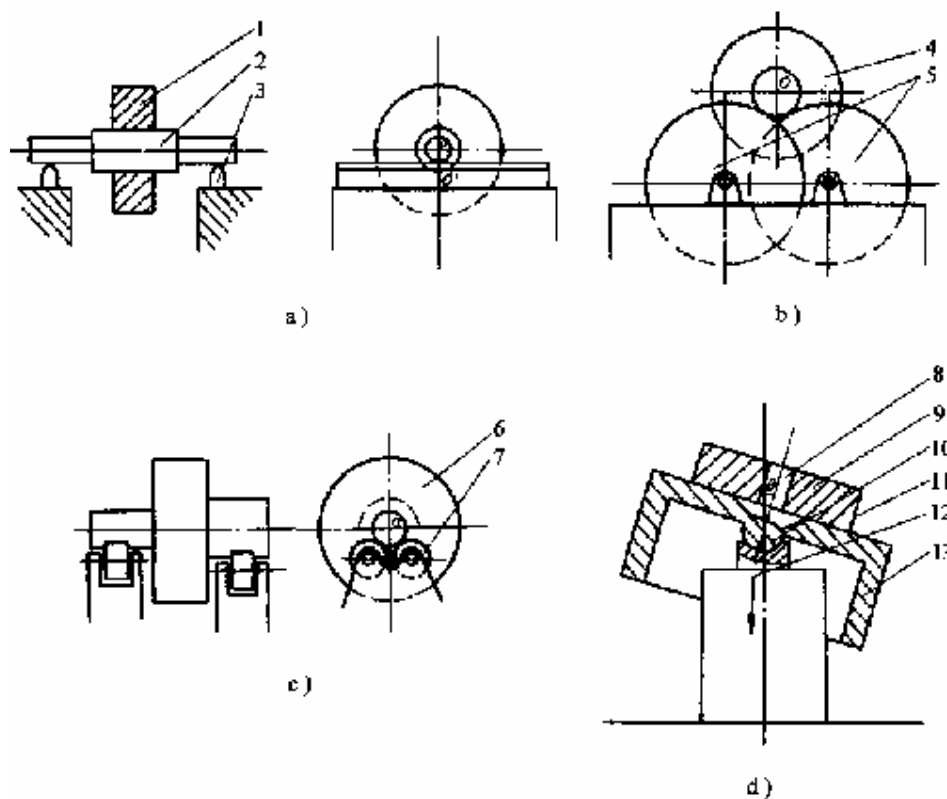


图 4—9 常用静平衡架结构简图

a) 平行导轨式静平衡架    b) 圆盘式静平衡架

c) 滚柱式静平衡架    d) 球面支承式静平衡架

1、4、6、9—回转体    2—平衡心轴    3—平行导轨    5—支承圆盘    7—滚柱

8—定位销    10—球面支承    11—不平衡量    12—水平工作台质心    13—水平工作台

利用静平衡架确定静不平衡量的方向很简单，让回转体在静平衡架上来风摆动，静止时，若无滚动摩擦的影响，重心一定位于通过轴心的垂线下方，即不平衡的正方向为垂直向下。若须考虑滚动摩擦的影响时，可以反复多作几次，作出标记，选取停下次数最多的方向

为静不平衡方向。

静不平衡量的大小确定一般采用时间平衡法。确定了静不平衡量的方向之后，仍在静平衡架上搬动回转体，使其静不平衡方向偏离垂线方向为某一个角度  $\varphi_m$  ( $\varphi_m < 90^\circ$ )，然后放手，同时用秒表测出回转体来回摆动一次的周期  $T$ 。为了提高测量精度，也可以测出回转体多次摆动至某个位置的总时间，除以摆动次数，求出较精确的单个摆动周期来。此时不平衡量  $U$  的大小为

$$|U| = (16 \times 10^6 I_c / g) [F^2(k, \pi/2) / T^2] \quad (4-7)$$

式中  $I_c$ ——回转体绕转动中心  $o'$  点的转动惯量  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$  (注：图 4—9a 中的  $o'$  点为轴颈与平行导轨的接触点；图 4—9b 和图 4—9c 中的  $o'$  点就是轴心  $O$  点)；

$g$ ——重力加速度， $g=9.80665\text{m/s}^2$ ；

$T$ ——摆动周期 (S)；

$F^2(k, \pi/2)$ ——第一类完全椭圆积分，可查数学手册求得， $k = \sin(\varphi_m/2)$ ；

$U$ ——静不平衡量的大小 ( $\text{g} \cdot \text{mm}$ )。

为了免去计算  $I_c$  及  $F(k, \pi/2)$ ，可通过实验将其替代置换掉。设第一次测出回转体的摆动周期，记为  $T_1$ ，然后在  $U$  的方向上加上一块小质量  $m$  (单位为  $\text{g}$ )，与轴心的距离为  $r$  (单位为  $\text{mm}$ )，并使  $mr < U$ ，且  $mr^2 \times 10^9$  远小于  $I_c$ 。搬动回转体使其不平衡方向偏离垂线同样的角度后释放，测出此时回转体附加了小质量  $m$  后的摆动周期  $T_2$ ，则

$$I_c = [T_1^2 T_2^2 / (T_2^2 - T_1^2)] [mrg \times 10^{-6} / 16 F^2(k, \pi/2)] \quad (4-11)$$

将式 (4—11) 代入式 (4—10) 得到

$$U = [T_1^2 / (T_2^2 - T_1^2)] mrv \quad (4-12)$$

确定了静不平衡量的大小及方向后，采取加重、去重或调整校正质量等多种方法进行校正，然后检验其是否达到所需要的平衡精度等级。

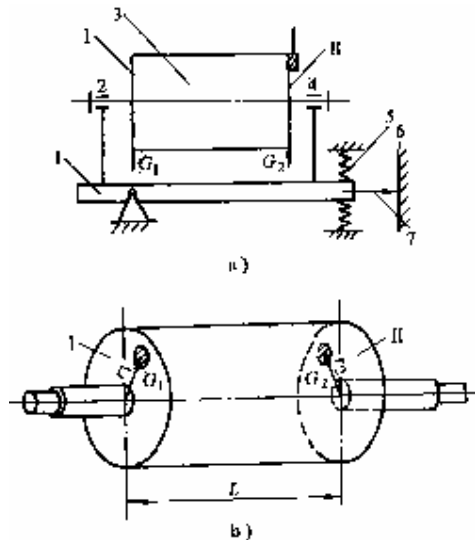


图 4—10 框架式平衡机原理

- 1—机床的活动部分 2、4—轴承 3—被平衡的转子  
5—弹簧 6—熏过后的纸 7—指针

有些回转体，工作过程中不平衡状态会发生变化，致使静平衡好的回转体，使用一段时



间后又不平衡了。如砂轮，随着砂轮的磨损，冷却液吸附的差异，都会使砂轮在短期内变为不平衡，而经常性的停机作平衡检修是很麻烦的事。为此，国内外出现了多种结构的自动平衡装置。这些装置由于结构不同，有些尚需要手动进行平衡，但不需要拆除回转体系统及不需要反复地去重或加重，有些则全自动化。这类装置只能作单面静平衡。

### (三) 刚性回转体的动平衡

动平衡的方法有两种：平衡机法和现场平衡法。

**1. 平衡机法** 平衡机法的优点是可以高效地、精确地平衡转子。适用于平衡失衡较大的、不能在运行转速下平衡的回转体、不能在现场校正的回转体、不能在现场进行无损检测的回转体、以及大修中由于其他原因已经吊出机器的转子。

平衡机法是在动平衡机上进行。动平衡机有框架式平衡机、弹性支梁平衡机、摆动式平衡机、电子动平衡机、动平衡仪等，这里介绍以下两种动平衡机。

(1) 如图 4—10a 所示为框架式平衡机的原理图，在机床的活动部分 1 带有回转轴和弹簧 5，在轴承 2 和轴承 4 中安放着的被平衡的转子 3。引用外界的动力使转子转动，则框架和零件将围绕平面 I 上的轴线振动。根据回转零件的动平衡原理，任一回转零件的动不平衡，都可以认为是由分别处于两任选平面 I、II 内，回转半径分别为  $r_1$  和  $r_2$  的两个不平衡质量  $G_1$  和  $G_2$  产生的，如图 4—10b 所示。因此进行动平衡时，只需针对  $G_1$ 、 $G_2$  进行平衡就可达到目的。又因平面 I 的不平衡离心力为  $G_1$ ，对框架振摆轴线的力矩为零，不影响框架的振动。由于转子 3 不平衡，所以轴承 2 和轴承 4 受到动压力的作用，该动压力的向量是转动的，致使机床发生振动。当产生共振时，出现最大的振幅，用指针 7 把最大振幅记录在熏过后的纸 6 上，经测定和计算后，可确定平衡平面 II 的不平衡量的大小和方向。在平面 II 加上平衡载重便可抵消平面 II 的不平衡。然后将零件反装，用同样的方法经测定和计算后，可得出平面 I 上不平衡量的大小和方向。再在平面 I 上加平衡载重抵消平面 I 的不平衡。这样就可使转子实现静平衡和动平衡。

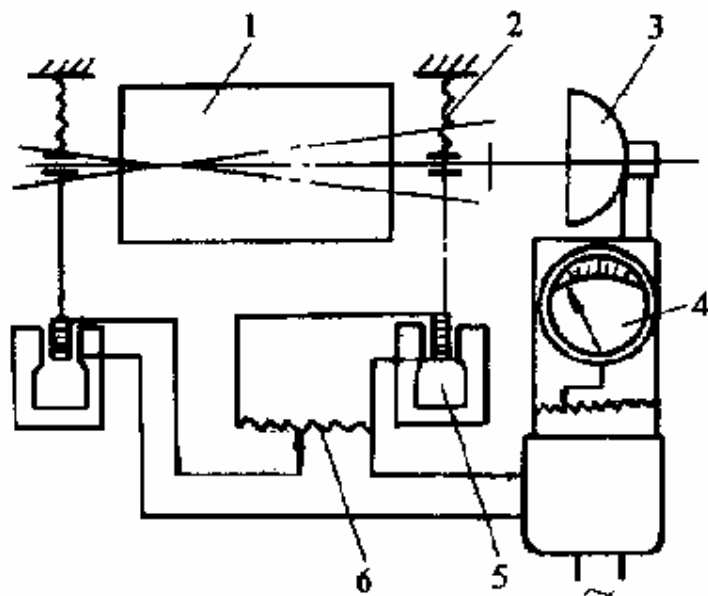


图 4—11 电子动平衡机

1—零件 2—弹性支架 3—闪光灯 4—仪器 5—线圈 6—开关

(2) 如图 4—11 所示为电子动平衡机的原理图。被测零件 1 由两个 V 形座支承，零件上的轴肩靠在 V 形座的端面上，防止零件轴向窜动。被测零件由丝织带在共振的条件下直接带动旋转。平衡机的左右两轴承弹性支架 2，由于动不平衡引起的力矩而造成水平方向的

来回摆动。固定在支架上的钢丝及与钢丝另一端相联的线圈 5 也同样来回摆动，使线圈在磁场内切割磁力线而产生脉冲电压，经放大后，一方面仪器 4 上指示出不平衡量的大小，另一方面使闪光灯 3 同步发出闪光，在被测的旋转体上显示出重心偏移的位置。预先在被测零件圆周上写出若干等分的数字，如不平衡量在 9 位置，则闪光灯经常照住这个 9 字。平衡机与左右摇架相联接的两个电路，可以按需要用左右开关 6 分别接通，每个电路上指出的不平衡量不受另一个平面上不平衡量的影响。通过电子动平衡机的试验，可测得不平衡量的大小和位置，然后用加重法或去重法使零件得到平衡。

**2. 现场平衡法** 在现场平衡中，需要直接测出转子的振动情况作为平衡操作的原始依据。如果转子是装在滚动轴承中，则可以在机壳上测量振动，测出的振幅与转子失衡的大小有直接的关系。对于装在滑动轴承中的转子，则需要采取不同的测量技术。由于转子与轴承间有油膜存在，转子在油膜间隙内回旋有一定的自由度，最好采用非接触的位移传感器来直接测量转子运动的轴心轨迹。

如图 4—12 所示是现场平衡的原理图，其中：L 为带通滤波器，S 为存储示波器， $A_L$  为左侧测出的振幅， $A_R$  为右侧测出的振幅。传感器安装在轴承的支座上，由于支座在水平方向的刚性较差，因此，测量的是水平方向的振动。如果垂直方向的刚性也较差，则还需测量垂直方向的振动。此外，轴上还需旋入一个止头螺钉，当轴转动携带止头螺钉通过涡流传感器时，便产生一个电压脉冲。此脉冲便可以作相位的参考标记。为了便于确定安装配重的角位置，涡流传感器与另外两个加速度传感器最好安置在同一平面内。

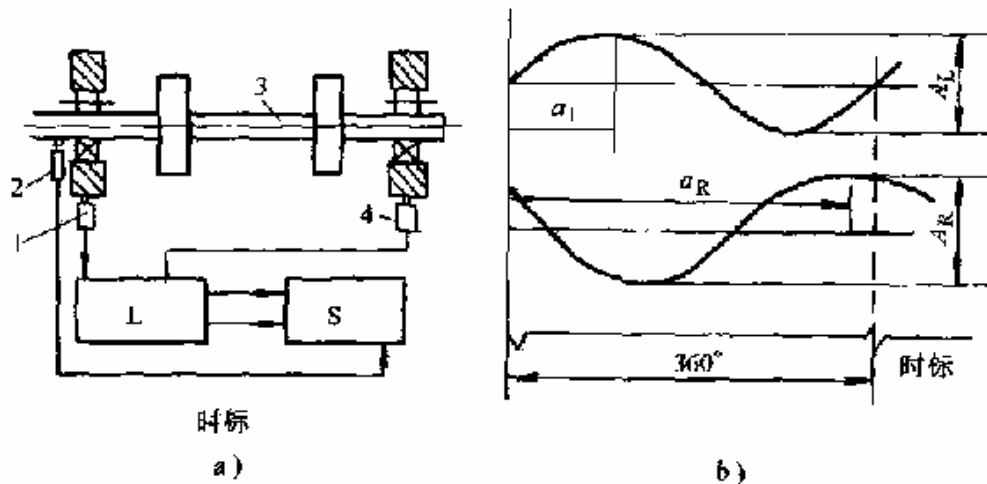


图 4—12 现场平衡原理

1、4—加速度传感器 2—涡流传感器 3—转轴

为了消除现场中来自其他机器的振动干扰和机器本身失衡以外其他因素的干扰，装有通带滤波器。如果将滤波器的通带调节到机组的回转频率上，便可以提高振幅和相角的测量精确度。

整个现场平衡过程可分为如下三个步骤：

- (1) 测出转子在原始失衡状态下左、右侧面上各自的振幅和相角。
- (2) 在左侧面上加一个试验配重，重新测出两侧面上各自的振幅和相角。
- (3) 取下左侧面上所加的试验配重，在右侧面上加一试验配重，再测出两侧面上各自的振幅和相角。

经过适当运算，即可确定左、右两个侧面上应施加的配重的正确位置和大小。

#### (四) 柔性回转体的动平衡

对于一些工作速度较高，但通常较固定的回转体，为了减小转轴质量，常使其工作转速高于其第一阶或第二阶及更高阶临界转速，例如汽轮机转子、高速离心泵、某些发电机转子等。还有一些由于结构尺寸的限制，如细长的传动轴、内圆磨头，也只能在临界转速以上工作。这些均属于柔性回转体。

柔性回转体的平衡与刚性回转体的平衡有很大差异，主要在于柔性回转体的平衡只能在有限个校正面上进行，在某一转速下求得平衡的回转体，在另一转速下又会呈现不平衡，如果处理不当，甚至原来平衡时所加（或减）的校正量，还会加剧另一转速下的不平衡状态。因此，对柔性回转体校正面的选择，校平方法的选择，动平衡精度评定等，都与刚性回转体不同。

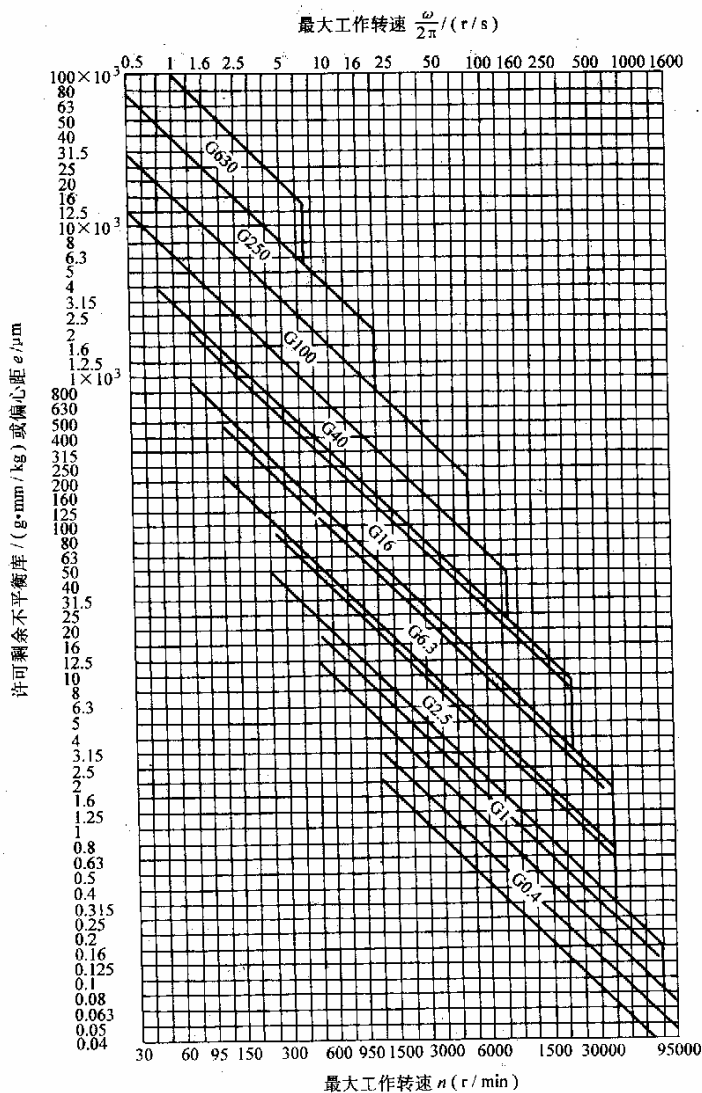


图4—13 平衡精度 G 与转速  $\omega$  及偏心距  $e$  的关系

由于柔性回转体的不平衡振动响应，不仅与不平衡量的大小及相位有关，还与回转体本身的参数、支承条件和转速等有密切的关系，加上校正面设置的可能性与理论分析的有误差等，使柔性回转体的动平衡成了一件很费时，而又不易得到满意效果的工序。目前，柔性回转体最理想的平衡方法仍在研究及探索中，最常用及最基本的方法为振型平衡法及影响系数法。但这两种动平衡方法均不同程度地存在着费时、费事的缺点，对于某些结构简单的柔性回转体，特别是只需两个校正面就行的柔性回转体，可以考虑使用动平衡机等其他方法进

行平衡。

#### 四、平衡精度

因为刚性回转体的惯性力系的主矢  $R_0 = Mr\omega^2$ ，令  $U = Mr$  称为不平衡量，可以排开转速的影响，能更好地表现惯性力的大小。工程中也常用  $U = Mr$  来确定校正质量  $m$  及校正半径  $r$  的大小。一般说来，回转体质量越大，允许的剩余不平衡量也较大，为了方便比较两个不同质量的回转体的平衡情况，用不平衡量  $U$  是不方便的，工程中常采用偏心距  $e = U / M$ ，偏心距  $e$  又可称为剩余不平衡率，即每单位质量上的剩余不平衡量。

国际标准化组织推荐，以重心  $G$  点旋转时的线速度  $e\omega$  为平衡精度的等级，记为平衡精度等级  $G$ ，单位为  $\text{mm/s}$ ，并以  $G$  的大小作为精度标号，精度等级之间的公比为 2.5，共分为  $G4000$ 、 $G1600$ 、 $G630$ 、 $G250$ 、 $G100$ 、 $G40$ 、 $G16$ 、 $G6.3$ 。G2.5、G1、G0.4 共十一级。

表 4—4 典型刚性回转体的平衡精度

平衡精度级 G	$e\omega$ /(mm/s)	典型刚性回转体举例	
G4000	4000	刚性安装的具有奇数汽缸的低速 <sup>①</sup> 船用柴油机曲轴传动装置 <sup>②</sup>	
G1600	1600	刚性安装的大型二冲程发动机曲轴传动装置	电机
G630	630	刚性安装的大型四冲程发动机曲轴传动装置；弹性安装的船用柴油机曲轴传动装置	中型
G250	250	刚性安装的高速四缸柴油机曲轴传动装置	小电
G100	100	六缸和六缸以上的高速 <sup>①</sup> 柴油机曲轴传动装置；汽车或机车用的(汽油或柴油)发动机整机 <sup>③</sup>	
G40	40	汽车车轮、轮箍、车轮整体、传动轴、弹性安装的六缸或六缸以上高速四冲程(汽油或柴油)发动机曲轴传动装置、汽车和机车用发动机曲轴传动装置	
G16	16	特殊要求的传动轴(螺旋桨轴、万向节轴)、破碎机械的回转体、农业机械的回转体、汽车和机车用(汽油或柴油)发动机个别部件、特殊要求的六缸或六缸以上发动机的曲轴传动装置	
G6.3	6.3	加工工厂机器的回转体、商船用主汽轮机齿轮、离心机鼓轮、风扇、装配好的航空燃气轮机转子、飞轮、泵的叶轮、机床及一般机器中的回转体、普通电动机转子、特殊要求的发动机个别零部件	

①按国际标准，低速柴油机的活塞速度  $< 9\text{m/s}$ ，高速柴油机的活塞速度  $> 9\text{m/s}$ 。

②曲轴传动装置，指包括曲轴、飞轮、离合器、皮带轮、减振器、连杆回转部分等在一起的组合件。

③所谓整机是指回转体的质量  $M$  应按曲轴传动装置中所有零部件如曲轴、飞轮等的质量之和进行计算。

平衡精度等级  $G$  与偏心距  $e$  之间的关系为

$$G = e\omega / 1000 \quad (4-13)$$

如图 4—13 所示为式 (4—13) 在双对数坐标下的图解表示，从图中可看出，若已知  $G$ 、 $e$  或  $\omega$  中的两个参数，则很容易查出第三个参数来。

在确定某一回转体的精度级  $G$  时，不仅要考虑技术上的先进性，而且还必须注意其经

济上的合理性，不应盲目追求高精度等级，工程中可以根据不同类型的工作机械、使用场合转速高低、用户意见等来确定。见表 4—4，它可供选择平衡精度等级时参考。