

588126

591214
3644

汽车零件的平衡

汤朝模 编

人民交通出版社

14

汽车零件的平衡

汤朝模 编

人民交通出版社
1980·北京

内 容 提 要

本书探讨了汽车修理中有关零件平衡的要求，分析了平衡的基本原理，阐述了平衡的方法和试验等问题，供汽车保修企业工人和技术人员参考。

汽车零件的平衡

汤朝模编

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092₃₂ 印张：2 字数：41 千

1980年5月 第1版

1980年5月 第1版 第1次印刷

印数：0001—45,600册 定价：0.17元

前 言

汽车上的许多机件及总成在相当高的转速下工作，如果它们是不平衡的，则在高速转动时会产生很大的离心力，从而引起机件和机座的振动。这种振动使机件的寿命降低、汽车的舒适性变差。为了保持运转的平稳性，这类机件在制造时安排有专门的平衡工序，以使机件装合后运转的振动减少。

在汽车的使用过程中，机件由于磨损、损伤及装配不当等原因，又会使不平衡程度增加，从而加剧振动。例如，汽车传动轴不平衡所引起的车身振动，可以达到使乘客和驾驶员感到难以忍受的程度，因而不得不降低车速。

重视旋转机件的平衡是提高保修质量的重要途径之一，此外，发动机曲柄连杆机构中往复运动部分的平衡问题也是汽车修理上的一个重要课题。

目 录

前言

第一章 旋转机件的平衡	1
第一节 旋转机件平衡的基本概念.....	1
第二节 旋转机件不平衡的类型.....	4
第三节 允许不平衡量的选择.....	11
第四节 平衡试验.....	18
第五节 汽车零件的平衡和保修中应注意的问题.....	36
第二章 往复活塞式发动机的平衡	45
第一节 单缸机的平衡.....	45
第二节 单列双缸机的平衡.....	51
第三节 单列四缸机的平衡.....	54
第四节 单列六缸机的平衡.....	55
附表 几种汽车零件的平衡数据.....	58
参考资料.....	59

第一章 旋转机件的平衡

第一节 旋转机件平衡的基本概念

(一) 平衡机件的支承反力

分析机件运转中支承处作用力的变化，可以清楚地说明产生振动的过程。为此，先分析完全平衡了的机件的支承反力。

图1所示的圆柱形机件，重量为 W 公斤。当机件处于静止状态时，支承反力：

$$N_A = N_B = \frac{W}{2}$$

如果机件的旋转轴线 $O-O$ 与几何中心线重合，并且质量的分布也是完全均匀的，那么机件的重心 C 就在旋转轴线上，并处于两支承的正中央。当机件以某一转速旋转时，不会产生离心力和由离心力引起的力矩。和静止状态一样，支

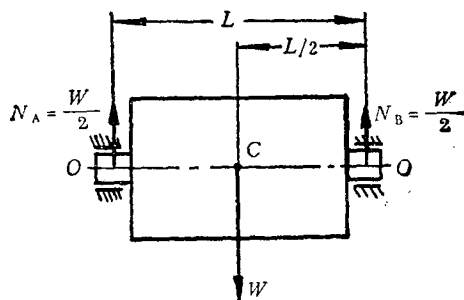


图1 平衡机件的支承反力

承反力的大小和方向都不变。从支承受力的角度来看，旋转状态和静止状态没有什么不同。这样的机件是完全平衡的，它不会因为旋转而引起振动。

(二)不平衡机件的支承反力

最简单的不平衡机件是如图2a所示的薄圆盘。圆盘重 W 公斤，重心 C 偏离旋转轴线 e 米。图2b及2c的简化模型表示圆盘旋转时支承反力的变化情况。

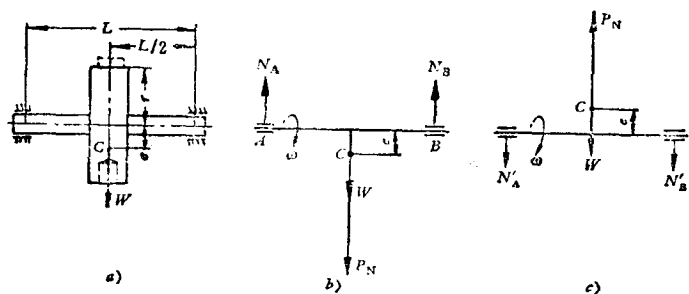


图2 偏心圆盘旋转时的支承反力

物体绕固定轴线旋转的快慢，经常用角速度 ω 转/秒来表示。根据已知的转速 n 转/分用下式求得角速度：

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ 转/秒}$$

重心 C 的圆周速度：

$$V = e\omega \text{ 米/秒}$$

重心 C 的向心加速度：

$$j_K = e\omega^2 \text{ 米/秒}^2$$

在求支承反力时，在重心 C 处加上一个与向心加速度方向相反的惯性力 P_U （这里的惯性力就是离心力）：

$$P_U = m j_K = \frac{W}{g} e\omega^2 \text{ 公斤}$$

式中： m ——圆盘的质量，公斤·秒²/米；

W ——圆盘重，公斤；

g ——重力加速度，9.81米/秒²

e ——偏心距，米。

此后按静力学的方法求出支承反力。

当处于图 2b 位置时，分别对支承 B 及 A 取力矩平衡方程式：

$$N_A L = (P_U + W) \frac{L}{2}$$

$$N_B L = (P_U + W) \frac{L}{2}$$

求得支承反力：

$$N_A = N_B = \frac{W e}{2g} \omega^2 + \frac{W}{2}$$

当处于图 2c 位置时，惯性力（离心力）的方向与重力的方向相反，在确定的转速下，如果圆盘重量与偏心距的乘积（简称重径积）较大，可使惯性力值大于重力，支承反力的方向将与图 2b 所示的方向相反，反力值：

$$N'_A = N'_B = \frac{W e}{2g} \omega^2 - \frac{W}{2}$$

这表明轴颈已在支承内发生上下跳动，旋转机件和机架产生的振动也比较强烈。如果不平衡重径积较小，圆盘的轴颈没有达到在支承内跳动的程度，仍然存在着周期性变化的惯性力的干扰，还会引起某种程度的振动。

为使圆盘运转平稳，必需经过平衡工序来消除不平衡的重径积。一般方法如下：

1. 在偏心相反的方向，在距旋转轴线为 r 处，加一块重为 Q 的平衡重，并使所加的重径积与原来的不平衡重径积相

等：

$$Qr = We$$

使平衡重产生的惯性力正好与原来的不平衡重径积产生的惯性力互相抵消，从而使机件达到平衡（如图2a上方的虚线所示）。

2. 用减重法，沿偏心的方向，在端面或圆柱面上钻孔，使去掉的重径积等于不平衡重径积（如图2a下方的虚线所示）。

3. 同时采用上述两种方法进行校正。

在三种校正方法中，采用那种方法比较合适，是根据机件结构上的需要来确定的。由于这三种方法都是在过重心 C 且垂直于旋转轴线的平面内来校正的，所以又统称为单面校正法。

第二节 旋转机件不平衡的类型

旋转机件的不平衡可分为三种类型：静不平衡；偶不平衡；一般动不平衡。

(一) 静不平衡

机件重心偏离旋转轴线，只受惯性力的作用而引起的不平衡称为静不平衡。

图2a所示的偏心圆盘是静不平衡机件。

图3所示的圆柱形机件，它的旋转轴线 $O-O$ 与几何对称

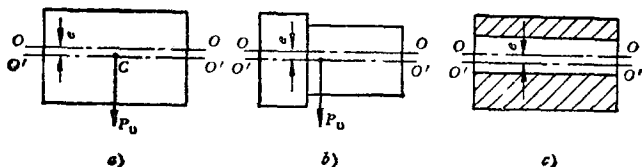


图3 静不平衡机件

轴线 $O'-O'$ 平行地偏移了一个距离 e , 旋转时只受惯性力的作用, 也是静不平衡机件。

通过简单的静平衡试验就能查觉机件是否达到了静平衡。如果机件是静不平衡的, 将机件两轴颈放在两根水平坚硬的导轨上, 其偏重部位必然朝下。

机件达到静平衡的条件是旋转轴线通过重心, 惯性力为零。

(二) 偶不平衡

在图4a所示的静平衡机件的两端, 在相反的方向上各加上一个附加重物 W 后, 整个机件仍然是静平衡的, 因为附加

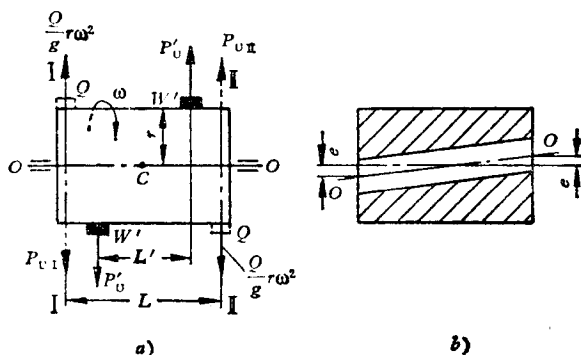


图4 偶不平衡机件

重物后的重心 C 仍然在旋转轴线 $O-O'$ 上。偏心距 e 为零, 机件旋转时惯性力的合力为零, 但存在一个惯性力偶:

$$M_U = P'_{U1} L' = \frac{W'}{g} r \omega^2 L'$$

仍然会引起振动, 因此机件是偶不平衡的。这种不平衡性在静平衡试验中不能发现, 只有在转动状态才显示出来, 所以它是静平衡而动不平衡的。

用单面校正法不可能平衡惯性力偶，必须采用双面校正。为此，在机件两端，在距支承最近处选择左、右两个校正平面 I-I 和 II-II。将惯性力偶 M_U 用左、右校正面上相应的力 P_{UI} 及 P_{UII} 来代替：

$$P_{UI} = P_{UII} = \frac{M_U}{L} = \frac{W'}{g} r \omega^2 \frac{L'}{L}$$

只要在校正平面上，沿 P_{UI} 及 P_{UII} 相反方向加上平衡重：

$$Q = W' \frac{L'}{L}$$

即可使平衡重产生的力偶与惯性力偶抵消，因而达到动平衡：

图4b所示机件，当孔打偏成如图所示，以孔定位旋转时，它就是偶不平衡的。

(三) 一般动不平衡

一般动不平衡的情况是机件旋转时的惯性力及惯性力偶均不为零。

图5所示为具有一般动不平衡情况的机件。为了便于分

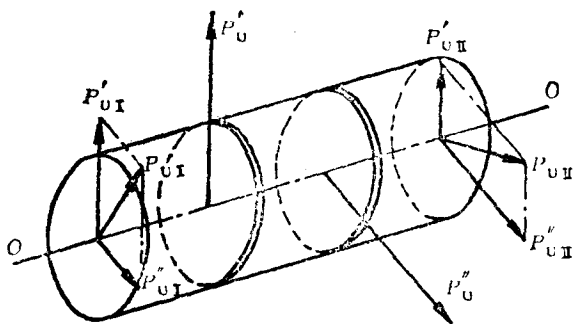


图5 一般动不平衡机件的惯性力

析，将机件看成由许多薄圆片所组成，每个薄圆片的偏心方向和不平衡重径积均不相同，所产生的惯性力的大小和方向也不相同。取左、右端面为校正平面。任意两个薄片上的惯性力 P'_U 及 P''_U 分别分解到两个校正平面上得 P_{UI} 、 P_{UI}' 及 P_{UI}'' 、 P_{UI}''' 。再用力的合成原理，求得左、右校正面上的合力 P_{UI} 及 P_{UII} 。其它薄片上的惯性力也向左、右校正面简化，最后求得两校正面上总的合力 P_{UIR} 及 P_{UIIR} ，如图 6 所示。这就将各薄片惯性力所组成的力系简化为两个校正面上的惯性力。一般来说， P_{UIR} 与 P_{UIIR} 具有不同的大小和方向。为了看清这两个惯性力的作用效果，将 P_{UIIR} 分解为 P'_{UIIR} 及 P''_{UIIR} 并使

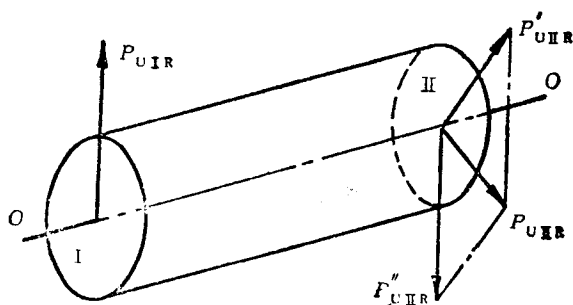


图 6 一般动不平衡惯性力系向两端简化的结果

$$P_{UIIR}' = P_{UIR}$$

P_{UIR} 与 P_{UIIR}' 形成惯性力偶， P_{UIIR}'' 为一个惯性力。

上述分析说明了一般动不平衡情况是：惯性力及惯性力偶均不为零。

动平衡应满足的条件是：惯性力及惯性力偶都为零。

为了使动不平衡机件达到动平衡，必须采用双面校正法。在图 6 所示的左校正面 I 上，在 P_{UIR} 相反的方向上加上

一个重径积，或在 P_{UIR} 的方向上减去一个重径积：

$$Q_1 r_1 = \frac{P_{UIR}}{\omega^2} g$$

在右校正平面Ⅱ上，在 P_{UIR} 相反的方向上加上一个重径积，或在 P_{UIR} 相同方向上减去一个重径积：

$$Q_2 r_2 = \frac{P_{UIR}}{\omega^2} g$$

即可达到动平衡。

必须说明，由于机件各处质量不均等原因，用上述方法来原因确定不平衡值实际上是难以办到的。工程上采用动平衡试验的办法，直接测出校正面上的不平衡重径积值和偏重（或偏轻）的方位，然后用加重或减重的办法使机件达到动平衡。

对于某些形状复杂的机件，如曲轴和传动轴，会碰到在校正面上需要加重或减重的地方，不允许加重或减重的情况。这时加重或减重可在别的地方进行，但必须和校正面上等效。例如图7所示的某四缸发动机曲轴，如需在左校正面Ⅰ-Ⅰ不允许去重的地方去重 Q 。可在这个方位上，在中间平衡重上去重 $2Q$ 及在相反方位上，在右校正面Ⅱ-Ⅱ上去

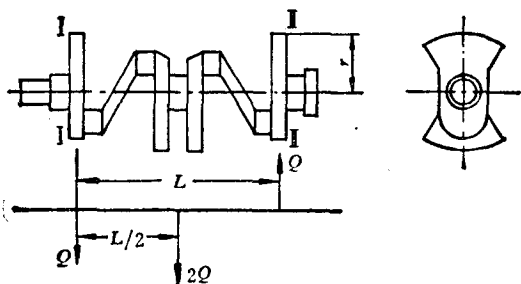


图7 用等效去重代替校正面上去重

重 Q 来代替。因为去重部分离心力对左校正面上简化时，产生的力矩：

$$\frac{Qr}{g} \omega^2 L - \frac{2Qr}{g} \omega^2 \frac{L}{2} = 0$$

因此不会因为去重地方的改变而引起新的不平衡，而去重的效果：

$$2Qr - Qr = Qr$$

又与左校正面 I-I 上所需要的相同。如果只是简单地在中间平衡重块上去掉 Q ，这显然是不正确的。

现在来分析三种不平衡类型之间的关系。从图 6 可见，当 P_{UIR} 与 P_{UIR} 处于同一方位上时，惯性力偶为零，这就是静不平衡状态；当 P_{UIR} 与 P_{UIR} 处于相反方位上时，惯性力为零，只有惯性力偶的作用，这就是偶不平衡状态。这说明一般动不平衡状态包含了静不平衡和偶不平衡状态。反之，经过动平衡试验达到了动平衡的机件一定是静平衡和偶平衡的。

(四) 平衡方式的选择

平衡方式有静平衡和动平衡两种。

当机件直径与长度之比小于 1 时（长轴型机件），一般应进行动平衡。

当机件直径与长度之比大于 5 时（圆盘形机件），一般只进行静平衡。

由于盘形机件厚度小，可能产生的惯性力偶较小，作静平衡试验一般已能满足运转平稳的要求。长轴型机件可能产生的惯性力偶较大，只有进行动平衡试验，用双面校正，才能使惯性力偶和惯性力同时消除。

此外，在选择平衡方式时，还要考虑转速、工作条件等因素的影响。例如小客车的车轮，有的采用动平衡。因为静

平衡不能消除惯性力偶，而惯性力偶可能引起转向轮绕主销摆振。

只进行静平衡的盘形机件，在安装时应注意保持圆盘对旋转轴线的垂直。因为圆盘的偏斜在运转时会产生较大的惯性力偶，从而引起振动。例如，重为20公斤，直径为0.4米的圆盘，跨在轴的中央，旋转轴线通过重心，两支承距离为1米。计算表明，如果圆盘从垂直于旋转轴线的位置偏斜了 1° ，转速为12000转/分时，会产生很大的惯性力偶，由此而引起的支承动反力达到560公斤。原来的静反力为10公斤，动反力为静反力的56倍。实际生产中，常用控制端面跳动的办法来检查安装的垂直度。

(五)中心惯性主轴

机件绕某轴线旋转时，若惯性力 P_U 及惯性力偶 M_U 皆为零，这样的轴线称为中心惯性主轴。

对于图1所示的圆柱形机件，如果质量的分布是均匀的，所有的几何对称轴线都是中心惯性主轴。圆柱面的轴线 $O-O$ 是中心惯性主轴；通过重心 C 且垂直于 $O-O$ 的截面上，过重心的任意一条轴线也是中心惯性主轴。因为在垂直于这样的轴线的任意截面上，所截得的截面的质量中心都是在轴线上，每个被截得的截面都没有偏心，每个薄片的惯性力为零，所以总的惯性力及惯性力偶必为零。

机件绕中心惯性主轴旋转时是动平衡的。机件旋转轴线与中心惯性主轴有任何的不重合时，都会有不平衡现象发生。

对上述圆柱形机件，实际生产中常用控制圆柱面径向跳动的办法，使旋转轴线对中心惯性主轴的偏差不致过大。

图8a所示的单缸发动机曲轴，旋转时惯性力不为零，旋转轴线 $O-O$ 不是中心惯性主轴。

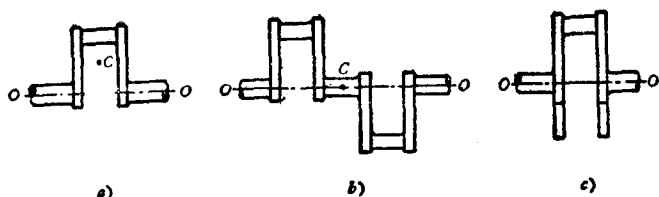


图8 曲轴的平衡（加平衡重块）

图8b所示的双缸发动机曲轴，旋转时惯性力为零，但惯性力偶不为零，旋转轴线 $O-O$ 不是中心惯性主轴。

可以采用加平衡重块的办法，使旋转时的惯性力及惯性力偶皆为零，从而使旋转轴线 $O-O$ 成为中心惯性主轴，如图8c所示。

第三节 允许不平衡量的选择

（一）产生不平衡的原因

旋转机件在设计时一般是使其绕中心惯性主轴旋转的，理论上是动平衡的。但是，由于下述原因，在实际上仍然可能存在着相当大的不平衡量。

1. 机件加工时尺寸和相对位置偏差的影响：机件在机械加工时，尺寸和被加工表面的相对位置不可能作得绝对准确，只要在图纸规定的公差范围内即可。这就不可避免地产生机件的形状对旋转轴线不对称或沿轴线长度上重量分布不均匀的现象，因而产生不平衡。例如图1所示的圆柱形机件，如果图纸上规定轴颈与中间圆柱面的不同轴度不超过0.01毫米，机件重50公斤。仅由此不同轴度产生的不平衡量可达到：

$$50000 \text{克} \times 0.001 \text{厘米} = 50 \text{克} \cdot \text{厘米}$$

2. 机件上不加工表面的影响：机件上有的铸造面、锻造

面、冲压面在图纸上不要求再进行机械加工，而铸、锻和冲压允许的尺寸和相对位置偏差较大，必将引起不平衡。

3. 机件材料质量分布不均匀的影响：机件内部组织不均匀及有缩孔、疏松、偏析、夹渣等弊病时，也会产生不平衡。

(二) 图纸上规定的允许不平衡量的意义

由于上述原因，机件总是有某种程度的不平衡现象。为使机件运转平稳，有的旋转机件在图纸上规定了进行平衡试验的种类和允许不平衡量的大小。在制造过程中安排有专门的平衡工序，使机件的不平衡量校正到不超过图纸上规定的界限。

图纸上以重径积为多少克·厘米的形式给出允许不平衡量的大小。

1. 对于圆盘形机件，图纸上一般只要求进行静平衡。例如，跃进 NJ130 型汽车的飞轮带齿环总成，重 $W = 15.25$ 公斤。图纸上规定的允许静不平衡量为 35 克·厘米。它的物理意义可理解为机件的重心偏移量不超过：

$$e = \frac{35}{W} = \frac{35}{15250} = 0.0023 \text{ 厘米} = 23\mu$$

式中： μ ——微米， $1\mu = 0.001$ 毫米。

2. 对于长轴型机件，图纸上一般要求进行动平衡，并给出两个校正面上允许的不平衡量。例如，跃进 NJ130 型汽车后传动轴总成，重 $W = 13.51$ 公斤。图纸上规定允许的动不平衡量在任意一端不超过 50 克·厘米，用在轴管两端焊加平衡片的办法来校正。

可以这样来理解它的物理意义。近似认为机件重心在传动轴的正中央处，两端校正面上分得的重量各为：