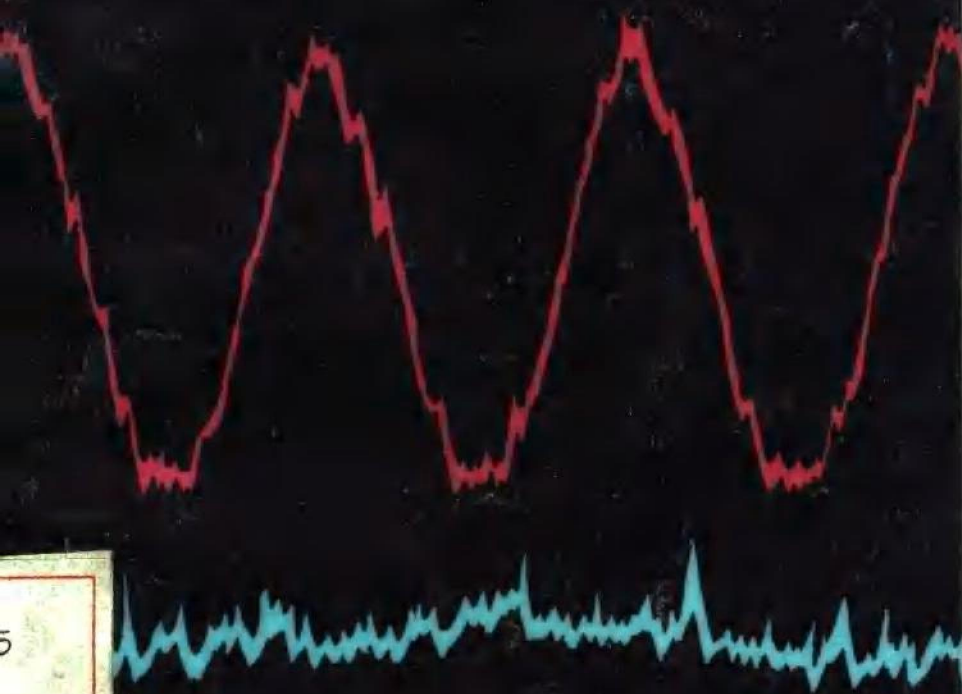


透平压缩机振动

刘士学 等编著



机械工业出版社

透平压缩机的振动是影响机组长期安全稳定运行的主要原因。本书着眼于实际问题的解决,介绍了振动的基本理论和概念、转子动平衡、轴承的稳定性、常见振动故障诊断、轴流压缩机叶片振动、振动频谱分析的理论基础等。对机组运行中主要的振动原因及现象(包括不平衡、油膜失稳、共振、气体激振等)作了比较深入的讨论。

本书可供透平压缩机(包括通风机、鼓风机)运行管理的工程技术人员及风机和燃气轮机专业的师生和工程技术人员参考。

透平压缩机振动

刘士学 等编著

*

责任编辑:蒋有彩

封面设计:方 芬

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外大街万庄南里1号)
(北京市书刊出版业营业登记证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ · 印张 $7 \frac{5}{8}$ · 字数 166 千字
1987 年 8 月北京第一版 · 1987 年 8 月北京第一次印刷
印数 0,001 - 2,250 · 定价: 1.95 元

*

统一书号: 15033 · 6783

前 言

近些年来，我国的化学工业迅速发展，建立了许多大型化肥厂、化纤厂、炼油厂等。这些工厂的关键设备就是透平压缩机。各种透平压缩机，特别是大型透平压缩机组在运行中难免会产生振动，成为影响机组长期安全稳定运行的主要原因。近几年来，我们参加了由化工部组织的大型机组振动问题的试验研究工作，多次参加机组振动问题的现场分析诊断并多次为各化工厂举办了振动学习班。所有这些，无疑是我们了解实际问题，向实践学习，向有丰富实践经验的工程技术人员和工人学习的好机会，同时也了解了他们的需要。这本小册子就是在以前多次使用讲义的基础上，经修改补充写成的。

考虑到篇幅限制及实际需要，在本书中，只对与机组实际振动问题密切相关的振动基本理论和基本概念进行了介绍，力求深入浅出，易于从事实际工作的同志掌握和运用。并且尽可能地总结了近些年来机组的实际运行经验，特别是国内的经验。使从事机组运行管理的同志，在掌握振动基本理论和基本概念的基础上，结合已有的实际经验，更快更好地进行振动问题的分析和处理。

在本书中，引用了一些其他单位或个人写的未公开发表的资料，在此向他们表示感谢。未事先征得同意，请谅解。

本书由刘士学、童榴生、袁民建共同编写。第一、二章由刘士学、袁民建合写，第三、四、六章由刘士学编写，第

IV

五章由童榴生编写。

由于我们实践经验还不够丰富，加上理论水平有限，书中难免有缺点和错误，恳切希望读者批评指正。

作者 一九八五年七月

目 录

第一章 振动学基础知识与基本概念	1
一、引言	1
二、单圆盘转子的振动	1
三、多圆盘转子的振动	14
四、关于临界转速和主振型的讨论	23
第二章 转子动平衡	42
一、引言	42
二、转子平衡的基本概念与术语	43
三、刚性转子动平衡	49
四、挠性转子动平衡	54
五、几种现场动平衡方法	73
第三章 油膜自激涡动	83
一、引言	83
二、基本概念	83
三、油膜自激涡动的几种力学解释	86
四、失稳转速的计算	93
五、油膜自激涡动的特点	101
六、提高稳定性的方法	105
七、油膜自激涡动实例	114
第四章 振动故障诊断	119
一、引言	119
二、常见振动故障诊断	120
第五章 轴流式压缩机叶片振动	147
一、引言	147

VI

二、叶片的弯曲振动自然频率	147
三、叶片的扭转振动自然频率	171
四、叶片的激振与共振	181
五、叶片振动故障的排除	186
第六章 振动频谱分析	189
一、引言	189
二、付里叶级数与付里叶变换	190
三、离散付里叶变换	202
四、相关函数、功率谱密度函数	215
五、快速付里叶变换 (FFT)	227
参考文献	235

第一章 振动学基础知识与基本概念

一、引言

透平压缩机振动问题，主要是转子的振动，对各种离心压缩机尤其如此。特别是由于压缩机转速的不断提高以及机组越来越大，转子的振动问题越显得突出，引起了人们的高度重视。造成转子振动的原因是复杂的，因而引起转子的振动也是复杂的。从振动形式上分，有横向振动（常称弯曲振动）、扭转振动及轴向振动，有时几种振动会同时发生；从振动频率来说，可能同时包含着从低频到高频等相当多的频率成分。但是经验告诉我们，发生最多的、危害最大的是横向振动，这是因为压缩机在运转中，对转子的径向干扰力比较多，产生其他振动形式的干扰力较少，一般力量也较弱。因此转子的横向振动成为最主要的研究课题。在这里我们也只研究转子的弯振，不涉及扭振和轴向振动。在这一章里，主要通过对单圆盘转子、双圆盘转子及光轴等这类最简单的转子振动问题的讨论，了解有关转子振动的基本理论知识，特别是从中引出有关转子振动的一些最基本、最重要的概念，以便在以后各章中，对转子振动的实际问题进行讨论研究。

二、单圆盘转子的振动

1. 无阻尼自由振动

图 1-1 是一个转子模型，我们假设圆盘质量为 M ，位于两支承中间，并且轴很细，其质量相对圆盘来说甚小，可以

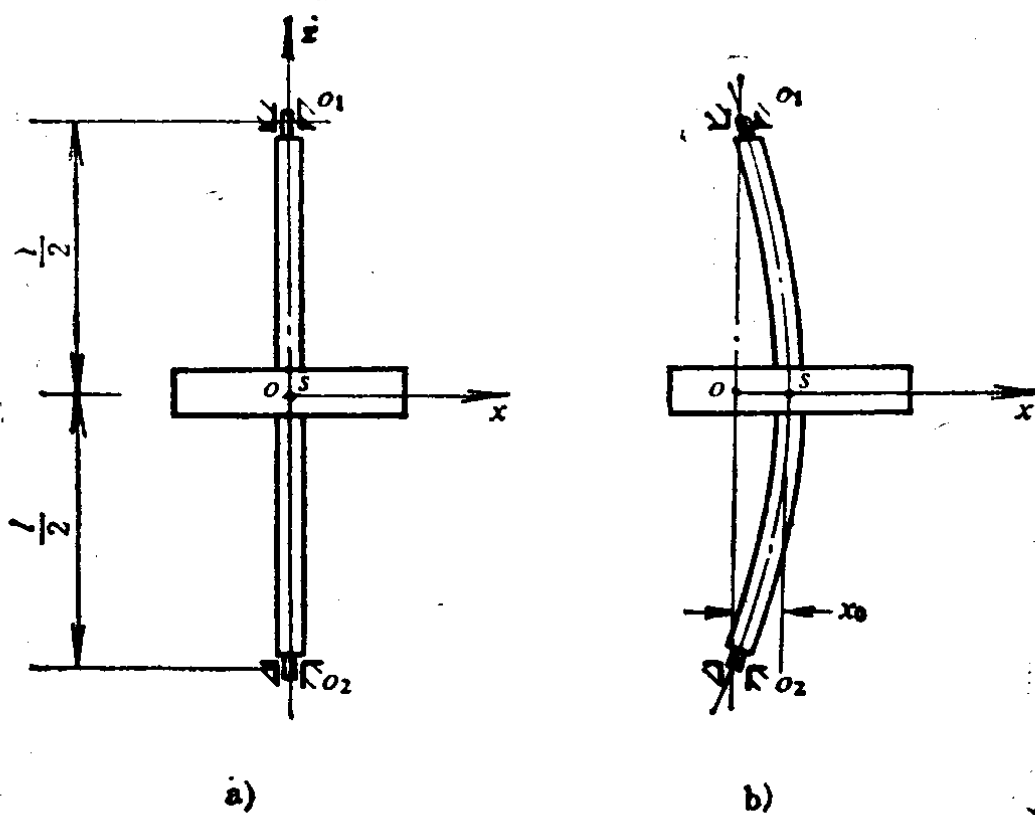


图1-1 对称单圆盘转子

a) 原始状态 b) 受扰动后产生的自由振动

略去不计。这样，整个转子的质量 M 集中在圆盘中心 s 点上，成为一个最简单的对称单圆盘转子。以跨距中点 o 为原点，取定直角坐标系 $x-z$ 。

设轴中点处的刚度系数为 K （使轴产生单位长度的位移所需的力）。该转子在受到扰动后，就要以 $\overline{o_1 o_2}$ 线为平衡位置发生自由振动。由惯性力与弹性力相平衡，得运动微分方程式：

$$M\ddot{x} + Kx = 0$$

令

$$\omega_k^2 = \frac{K}{M}$$

则有

$$\ddot{x} + \omega_k^2 x = 0$$

(1-1)

这就是几乎所有振动理论书上都能见到的单自由度自由振动微分方程，它的解可以表示为

$$x = A \cos(\omega_k t + \varphi) \quad (1-2)$$

式中 A —— 振幅，由初始扰动而定；

φ —— 初相位，由初始扰动而定；

ω_k —— 自由振动圆频率 (rad/s)。

这是一种周期性的简谐振动：

$$\text{振动周期为 } T = \frac{2\pi}{\omega_k}$$

$$\text{振动频率为 } f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_k}{2\pi}$$

振动频率与圆频率的关系为

$$\omega = 2\pi f$$

振动相位主要在两个或多个同频率的变化量进行时间先后的比较时有意义。比如式 (1-2) 表示了圆盘在振动中位移随时间的变化规律，如将位移对时间 t 求一、二阶导数，就分别得到振动的速度和加速度：

$$\dot{x}(t) = \omega_k A \cos\left(\omega_k t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$\ddot{x}(t) = \omega_k^2 A \cos(\omega_k t + \varphi + \pi)$$

可见简谐振动时的速度与加速度也是同频率的简谐振动，但其相位则分别比位移超前 $\pi/2$ 及 π 。

从上面所得的自由振动规律中可以看到，振幅和初相位可以随着初始条件的变化而改变，但自由振动的频率与初始条件无关，不管系统受到怎样的初始扰动，不管振动的振幅大小，自由振动的圆频率 ω_k 不变， $\omega_k = \sqrt{\frac{K}{M}}$ ，只与系统本

身的质量和刚度有关，或者说只取决于系统本身的结构参数，是系统本身的固有振动特性，因此称为固有频率。对转子而言即为临界转速。

任何振动物体都有自己一定的固有频率，压缩机的转子、叶轮、叶片等都有自己一定的固有频率，这一结论在振动理论中占有特别重要的地位，以后我们要经常用到它。

2. 无阻尼受迫振动

转子在周期性变化的外力即干扰力的作用下，所发生的振动称为受迫振动。干扰力的形式很多，这里只讨论一种特定的情况——转子在不平衡离心力作用下的强迫振动。

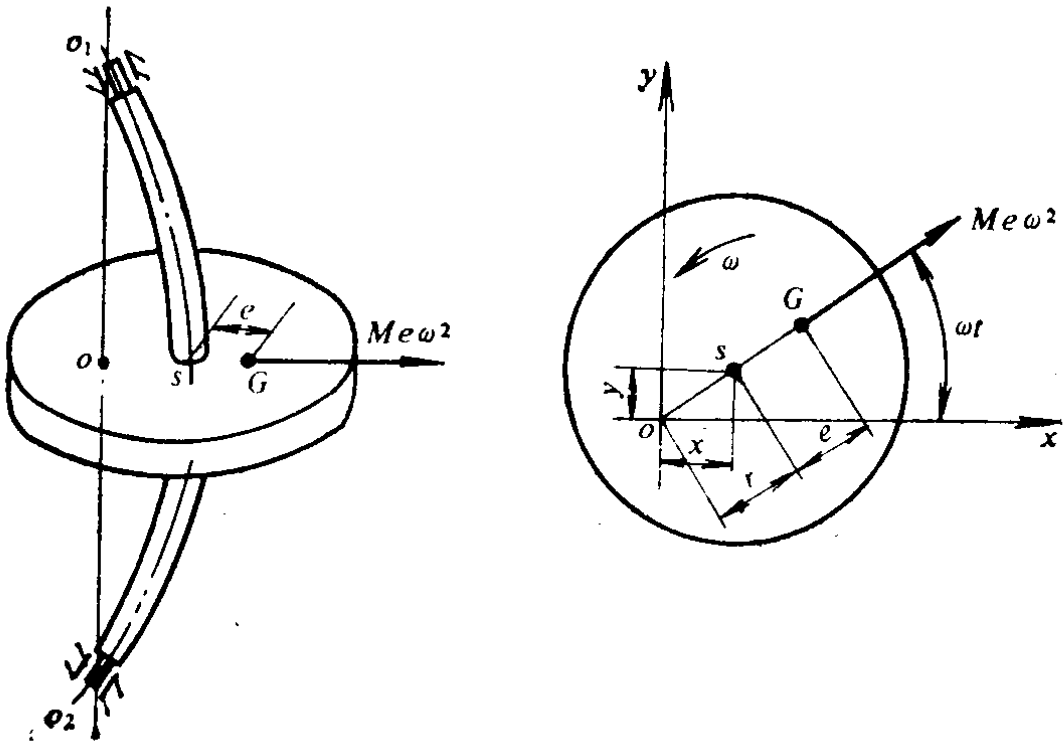


图1-2 单圆盘

设前面讨论的转子，其重心 G 偏离转动轴线，与几何中心 s 点不重合，偏心距为 e ，如图 1-2 所示。当转子以角速度 ω 转动时，在转子上就产生了不平衡离心力 $Me\omega^2$ 。这就

是作用于转子上的干扰力，它迫使轴产生弯曲，使 s 点或者说使整个转子围绕其平衡位置 o_1o_2 运动。这种运动称为涡动，也称弓状回转。这种运动与一根不转动的轴作横向弯曲振动是两种不同的物理现象。横向弯曲振动在轴内产生交变应力，而弓状回转时轴内不产生交变应力。但是使转子产生振动，以及对轴承产生交变作用力而造成机组的振动，两者都是一样的，因此对这两种运动形态，工程上常常不加区别。

以 o 点为原点，在圆盘平面上取定直角坐标系 $x-y$ ，显然离心力矢量也随转子以角速度 ω 旋转，设在瞬时 t ，它在坐标轴 x 、 y 方向的分量分别为：

$$P_x = Me\omega^2 \cos \omega t$$

$$P_y = Me\omega^2 \sin \omega t$$

显然 P_x 、 P_y 必迫使转子在 x 、 y 方向作周期性运动。

在振动过程中，惯性力、弹性力和不平衡离心力三者相平衡，就 x 方向而言

$$M\ddot{x} + K_x x = Me\omega^2 \cos \omega t \quad (1-3)$$

这就是 s 点在 x 方向上的运动微分方程式，是一个二阶线性非齐次微分方程，它的解可以写成如下形式：

$$x = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t + A \cos \omega t \quad (1-4)$$

其中前两项是对应的齐次方程 $M\ddot{x} + K_x x = 0$ 的解，即方程通解，相当于无外力作用时自由振动的解（即由初始扰动造成的）。最后一项是方程的特解，由不平衡离心力引起的。由于实际转子总有阻尼存在，因此前两项会很快消失，最后只剩下最后一项特解部分。下面着重讨论特解部分，探讨由不平衡离心力引起的转子涡动规律。

将 $x = A \cos \omega t$ 形式的特解代入式 (1-3)，

得

$$A = \frac{Me\omega^2}{K_x - M\omega^2}$$

因而
$$x = \frac{Me\omega^2}{K_x - M\omega^2} \cos\omega t \quad (1-5)$$

可见在 P_x 作用下, s 点将在 x 方向上作简谐振动, 它的频率与 P_x 的频率是相同的。就是说转子在不平衡离心力这一激振力的作用下, 发生同频率的振动, 振幅与激振力幅、转子的质量、刚度及转速等有关。

同理, 在 P_y 作用下, 在 y 方向的运动微分方程为:

$$M\ddot{y} + K_y y = Me\omega^2 \sin\omega t \quad (1-6)$$

其特解为

$$y = \frac{Me\omega^2}{K_y - M\omega^2} \sin\omega t \quad (1-7)$$

如果转子及轴承在各个方向上的刚度是相同的, 因而 $K_x = K_y = K$, 那么 s 点在 x , y 两个方向的运动规律可表示为:

$$x = \frac{Me\omega^2}{K - M\omega^2} \cos\omega t$$

$$y = \frac{Me\omega^2}{K - M\omega^2} \sin\omega t$$

显然 s 点的涡动轨迹为一个圆、圆心在坐标原点 o , 圆的半径为

$$R = \sqrt{x^2 + y^2} = \frac{Me\omega^2}{K - M\omega^2} \quad (1-8)$$

对于实际转子, 由于轴承刚度的各向异性, $K_x \neq K_y$, 因此涡动轨迹为一椭圆, 正像在用示波器观察转子涡动轴心轨迹时所看到的那样。

可见，实际上转子的运转状态是由两种运动合成：一种是转子绕其本身轴线的转动，设角速度为 ω ，即平时所说转子的转动，称为自转；另一种是整个转子轴线绕其平衡位置的转动即为涡动，或称公转。设其涡动角速度为 Ω ，在上述例子中 $\omega = \Omega$ ，且方向一致，称为同步正进动，是工程上最常见的一种；如果 $\omega = \Omega$ ，但方向相反，称为同步反进动，在透平压缩机的实际运行中也有发生。当 $\omega \neq \Omega$ 时，则 ω 与 Ω 同向时就称异步正进动；反向时为异步反进动。

下面讨论振动振幅及相位随转速的变化，以 x 方向而言

不平衡离心力

$$P_x = Me\omega^2 \cos \omega t$$

振动位移

$$X = \frac{Me\omega^2}{K - M\omega^2} \cos \omega t = \frac{e \frac{\omega^2}{\omega_i^2}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}} \cos \omega t \quad (1-9)$$

式中 ω_i ——转子的固有频率， $\omega_i = \sqrt{\frac{K}{M}}$ 。

分析上式可以看出，当角速度 $\omega = 0$ 时， $X = 0$ ；当 ω 升高时， X 随着增大；当 $\omega = \omega_i$ 时， $X \rightarrow \infty$ 即共振。但在 $\omega = \omega_i$ 之前， X 与偏心 e ，即与不平衡离心力总是保持同相位。 y 方向的情况也是这样。 x 方向与 y 方向的不平衡离心力的合成 $Me\omega^2$ ，可以看成是一个旋转离心力矢量 $\vec{sG}$ ，其角速度为 ω ；而 x ， y 方向运动的合成，也可看成是一个旋转位移矢量 $\vec{os}$ ，其角速也为 ω ，因此在 $\omega < \omega_i$ 时，不平衡离心力与振动位移相位相同，反映到 $\vec{sG}$ 与 $\vec{os}$ 的相对位置上，就是

二者在同一直线上，且方向相同，如图 1-3 a 所示。

当 $\omega > \omega_k$ 时， X 与 e 反向，即落后于不平衡离心力 180° ， y 方向也一样，此时振动位移落后于不平衡离心力 180° ，反映到 $\vec{sG}$ 与 $\vec{os}$ 的关系上，那就是二者仍保持在一条直线上，但方向相反，如图 1-3 b 所示。

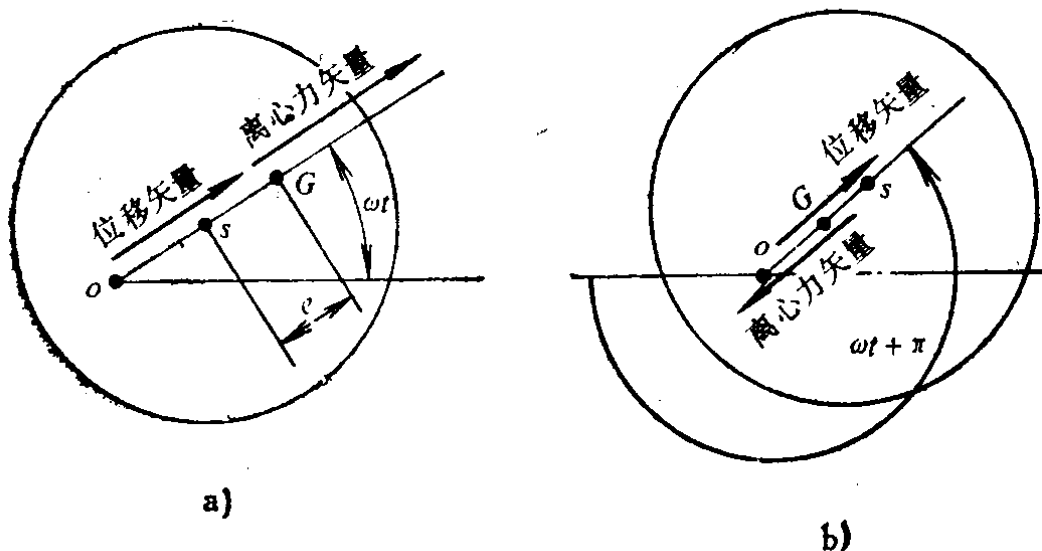


图1-3 离心力矢量与位移矢量之间的相位关系

a) $\omega < \omega_k$ b) $\omega > \omega_k$

从图 1-3 中可看到 osG 三点的相对位置，在 $\omega < \omega_k$ 时，重心 G 点在外边，称之为重心在外；当 $\omega > \omega_k$ 时， G 点处在中间，称之为重心在内。就是说，当转速升高通过临界转速时，偏心的质量重心从外边突然翻向里边，不平衡离心力由与位移同相位，突然超前 180° 而变为相位相反。这就是在振动试验中及在实际机组的运行中所看到的：在转速达到临界转速之前，随着转速的升高，振幅增大；升到临界转速时，振幅最大发生共振；越过临界转速后，随着转速的升高振幅反而下降的原因。对于理想的单圆盘转子，转速继续升高时， G 点不断向 o 点移近，当 $\omega \gg \omega_k$ 时， $\vec{os} \rightarrow e$ ，即 G 点

几乎与 o 点重合，这种现象称为转子的自动定心。

3. 阻尼对不平衡振动的影响

1) 阻尼与阻尼系数

通常在转子运动时，存在着各种各样阻碍运动的阻力，称为阻尼。阻尼能对转子振动起衰减和抑制作用，常见的阻尼有：

转子运动时与周围介质（例如压缩机的工质等）之间的摩擦阻尼。这种阻尼力的大小，在比较微小的振动时，与振动速度成正比，即阻尼力可表示为 $C\dot{x}$ ，通常 C 为常数，这类阻尼称为线性阻尼；

滑动轴承中的油膜阻尼；

材料的内阻尼；

转子各零部件连接处、配合处可能形成的内摩擦阻尼等。

上述各种阻尼中，对转子振动因而也是对转子稳定运转影响最大的是轴承油膜阻尼。

阻尼规律一般很复杂，这给研究转子运动带来困难。但在振动速度较小，阻尼作用较小时，工程上就可用能量相当的办法，把各种阻尼简化成相当的线性阻尼，即把阻尼力仍表达为 $C\dot{x}$ ， C 为常数，称为线性阻尼系数。

由于阻尼作用的大小，不仅与阻尼系数大小有关，而且与系统其他参数的相对关系有关，因此工程上通常引用相对阻尼系数：

$$\xi = \frac{C}{2\sqrt{MK}} = \frac{C}{2M\omega_k} \quad (1-10)$$

上式的分母是所谓临界阻尼系数，这里不加讨论了。相对阻尼系数也称阻尼比，是个无量纲参数。

2) 阻尼对转子不平衡振动的影响

在有阻尼的情况下，单圆盘转子的不平衡振动，可以抽象为如图 1-4 所示的力学模型。此时的运动微分方程式为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Me\omega^2 \cos\omega t \quad (1-11)$$

引用阻尼比 ξ ，则上式可改写成

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_k\dot{x} + \omega_k^2x = e\omega^2 \cos\omega t \quad (1-12)$$

方程解的通解部分，就是运动初始时由于扰动引起的自由振动，它将由阻尼的存在而很快消失，因此这里只研究特解部分，即稳态的不平衡强迫振动。

设特解形式为 $x = A \cos(\omega t - \varphi)$

代入方程，用比较系数法可求得适合方程的 A ， φ 值：

$$\begin{aligned} A &= \frac{e\omega^2}{\sqrt{(\omega_k^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega\omega_k)^2}} \\ &= \frac{e \frac{\omega^2}{\omega_k^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_k}\right)^2}} \end{aligned}$$

写成无量纲形式：

$$\left. \begin{aligned} \left| \frac{A}{e} \right| &= \frac{\frac{\omega^2}{\omega_k^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_k}\right)^2}} \\ \varphi &= \operatorname{tg}^{-1} \frac{2\xi\omega_k\omega}{\omega_k^2 - \omega^2} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_k}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}} \end{aligned} \right\} \quad (1-13)$$

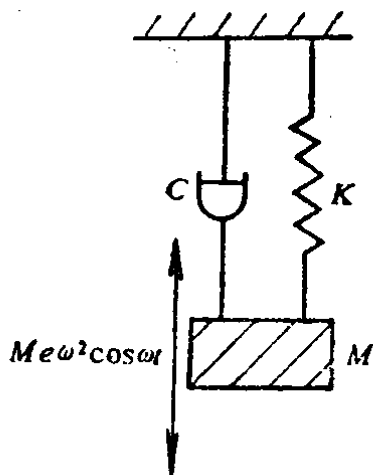


图1-4 单圆盘转子振动力学模型

式中 A ——振幅，
 φ ——初相位，
 ω_k ——转子无阻尼时的固有圆频率。

可见，振幅及相位都与转速及阻尼比有关，在不同的阻尼比下，可以画出不同的 $\frac{A}{e} - \frac{\omega}{\omega_k}$ 曲线及 $\varphi - \frac{\omega}{\omega_k}$ 曲线。前者称为振动的振幅-频率特性曲线，简称幅频曲线，如图 1-5 所示。后者称为振动的相位-频率特性曲线，简称相频曲线，如图 1-6 所示。

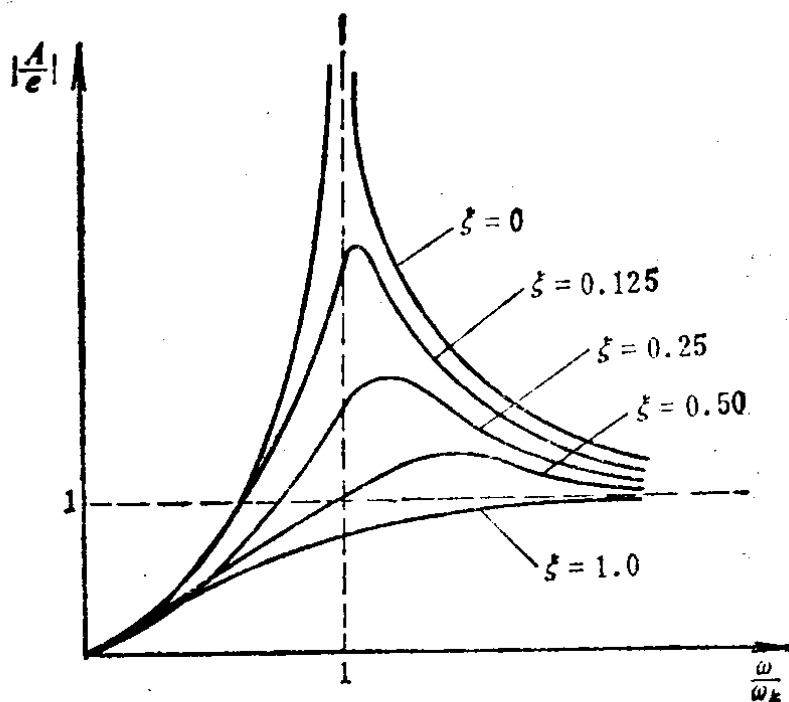


图1-5 振幅-频率特性曲线

分析这两组曲线图，可以得到下列结论：

(1) 如前面已讨论过的，在无阻尼的情况下，在 $\omega < \omega_k$ 时，不平衡相位与振动相位始终保持一致，当 $\omega = \omega_k$ 时，转子重心将突然超前 180° ，如图 1-6 中 $\zeta = 0$ 曲线所示。但是在存在阻尼， $\zeta \neq 0$ 的情况下，这个相位差随着转速的升高