

V231.91-62
1001-BE9

航空发动机 强度设计试验手册

(試用本)

第二篇 第五章

转轴系统振动试验



第三机械工业部第六研究院

航空发动机强度设计、试验手册

第二篇 第五章

转轴系统振动试验

(试 用 本)

主 编 付才高

主 审 晏砺堂 顾家柳



第三机械工业部第六研究院

472278

内 容 说 明

为加强航空发动机强度专业的设计和基础科研工作，总结建国以来航空发动机强度专业的工作成果，我们组织编写了“航空发动机强度设计、试验手册”（试用本）。并望在今后的试用过程中，不断地加以修正、充实和提高，进而为编制我国航空发动机强度规范打下基础。

本手册分设计和试验两篇。设计篇有六章，主要介绍发动机总体结构强度和叶片、盘、轴、机匣等主要零、部件的常规强度计算方法和有限元素法，并给出了相应的计算程序。试验篇六章介绍了主要零、部件的强度试验方法、试验设备、测试技术及误差分析等内容。书中也收集了国外航空发动机强度设计计算与试验等方面的有关资料。由于手册涉及专业内容较多，故采取分章出版。每章为一分册。

本手册主要供从事发动机结构设计、强度计算和强度试验的人员使用；也可供教学及有关专业人员参考。

直接参加本手册编写工作的有六〇六、六〇八、六二一、六二四、六三〇所，一二〇、三三一、四一〇、四二〇、四三〇厂，〇一一基地二所，南航、北航、西工大；三院三十一所、七院七〇三所、七〇一所和上海长征机械厂。三〇一所和六二八所为本手册提供了有关资料。

本手册由于是初次编写，时间仓促，水平有限，错误和不妥之处在所难免，诚恳地希望同志们提出批评和指正。

第三机械工业部
第六研究院

常用符号表

- a——加速度
- A——加速度
- \vec{A} ——振动矢量
- b——宽度
- B——阻尼系数
- C——阻尼系数
- C——实物量比模型量
- \bar{C} ——油膜相对间隙
- D——直径
- e——偏心距
- E——材料弹性模数
- f——频率
- F——力
- g——重力加速度
- h——厚度
- i——虚数单位, $i = \sqrt{-1}$
- I——断面惯性矩
- J——转动惯量
- k——灵敏度系数
- K——刚度系数
- l——长度
- L——长度
- m——质量
- n——转速
- n_c ——临界转速
- N——转速
- N——平衡面数目
- p——压力
- p——力
- q——不平衡量
- \vec{q} ——不平衡量矢量

- 谷半——r
- 谷半——R
- 真数——J
- 同切——I
- 复函数并——T
- 真数——V
- 真数——V
- 重量——W
- x
- 厘米——y
- 公斤·秒/厘米——S
- 公斤·秒/厘米——H
- H
- p
- 厘米——r
- 毫米——p
- 公斤/厘米²——y
- 赫芝——y
- 公斤——p
- 厘米/秒²——p
- 厘米——A
- A
- 厘米⁴——p
- 公斤·厘米·秒²——p
- 量变系数——3H
- 公斤/厘米——p
- 厘米——p
- 厘米——p
- 公斤·秒²/厘米——p
- 转/分——p
- 转/分——[p]
- 转/分——[S]
- 转/分——[p]
- 公斤/厘米²——[C]
- 公斤——[X]
- 克·厘米——[p]
- [p]

常用符号表

r ——半径
 R ——半径
 t ——温度
 t ——时间
 T ——传递函数
 V ——速度
 V ——容积
 W ——重量
 x ——座标或位移
 y ——座标或位移
 Z ——阻抗
 μ ——导纳
 μ ——粘度
 α ——柔度系数
 α ——影响系数矢量
 α ——相位角
 γ ——相位角
 γ ——比重
 θ ——相位角
 δ ——轴向间隙
 Δ ——半径间隙
 Δ ——行列式
 σ ——应力
 ε ——应变变量
 $\mu\varepsilon$ ——微应变变量
 ω ——角频率
 ω_c ——临界角速度
 Ω ——进动角速度
 ρ ——密度
 ϕ ——振型
 $[F]$ ——柔度矩阵
 $[Z]$ ——阻抗矩阵
 $[\]$ ——对角矩阵符号
 $[\]^{-1}$ ——逆矩阵符号
 $[X]$ ——位移列阵
 $[P]$ ——外力列阵
 $\det[\]$ ——矩阵各元素组成的行列式

厘米
 厘米
 $^{\circ}\text{C}$
 秒
 厘米/秒
 升
 公斤
 厘米
 厘米
 达因·秒/厘米²
 厘米/公斤
 度或弧度
 度或弧度
 公斤/厘米³
 度或弧度
 厘米
 厘米
 公斤/厘米²
 弧度/秒
 弧度/秒
 弧度/秒
 公斤·秒²/厘米⁴
 数阵
 数阵
 数阵
 目数面数平
 式丑
 式
 量调平不
 量关量调平不

2	基本元件的机械阻抗	(81)
3	机械阻抗的组合	(84)
二	轴系的数学模型与振动方程式	(88)
1	轴系的数学模型	(88)
2	刚性支承轴系振动方程式	(89)
3	弹性支承轴系振动方程式	(90)
(1) 4	弹性阻尼支承轴系振动方程式	(92)
(8) 三	研究轴系振动的子系统阻抗分析法	(93)
(8) 1	对称轴系	(93)
(8) 2	一般非对称轴系	(94)
(8) 3	高阶振型	(99)
(8) 4	子系统阻抗分析法的导纳表示法	(99)
(7) 四	轴系振动的机械阻抗试验方法	(99)
(7) 1	机械阻抗测试方法	(99)
(11) 2	支承子系统的阻抗试验方法	(102)
(21) 3	弹性支承阻抗试验的例子	(105)
(16) 4	用弹性支承位移阻抗试验特性与转子子系统频率特性确定轴系固有频率的例子	(110)
(81)	参考文献	(116)
(38)		8
(40)		4
(42)		1
(44)		1
(46)		2
(48)		3
(50)		4
(52)		二
(54)		三
(56)		1
(58)		2
(60)		3
(62)		四
(64)		1
(66)		2
(68)		1
(70)		1
(72)		2
(74)		3
(76)		4
(78)		1
(80)		2
(82)		1
(84)		1

序 言

随着航空技术的发展，在发动机设计研制中，妥善解决发动机的振动问题已成为一个十分复杂而突出的任务。发动机的振动主要与转子-支承系统动力学（简称转子动力学）有关，因为转子动力学的研究直接影响发动机转子结构类型、轴承方案和结构形式以及装配方法等。实际上，只有全面地了解转子系统的动力特性才可能比较完善、合理地按最轻量化、最小的不平衡敏感性来设计转子与机匣结构。

转子动力学主要是研究转子-支承系统的各种稳态和瞬态的动力响应特性，其基本内容包括：转子系统的临界转速特性；转子系统的工作稳定性；轴承及其支承系统的稳态和瞬态动力特性以及转子的平衡原理和方法等。

近年来，转子动力学的研究受到愈来愈广泛的重视，其研究内容也愈来愈深入。一方面由于理论分析的深入，特别是计算技术与计算方法的发展，有可能在设计阶段通过分析计算出转子系统的振动特性，因而一些问题可不必经过试验研究，或者可缩小试验研究工作的范围；另一方面，由于问题的复杂和因素的繁多，有些因素的定量分析很难通过计算准确得到，故在设计研制期间或者更早地进行转子系统的各种振动特性的试验研究则是非常必要的。同时，由于测试技术的发展，试验研究工作本身也日趋先进和完善。总之，只有理论分析与试验研究紧密地结合并最终通过实践的检验，转子动力学的研究工作才可能得到前进和发展，也才可能为设计出具有先进技术的最佳的发动机转子和机匣结构提供准确可靠的依据。

转子动力学试验的内容是很广泛的，其中临界转速试验和各种减振试验占很重要的地位。

转子临界转速试验主要是测定转子的临界转速和有关的物理量（如振幅、振型、外传力和相位滞后角等），并研究影响转子振动特性的各种因素以及调整、控制临界转速特性的方法。

在航空发动机中，目前采用和正在发展的减振方法有两类：一类是采用弹性支承、挤压油膜阻尼器或两者并用；另一类是改善或采用新的转子平衡方法。

带弹性支承和（或）挤压油膜阻尼器转子的振动特性试验主要是研究弹性支承、挤压油膜阻尼器或二者并用时的减振特性；研究各种物理参数和结构参数对减振特性的影响；研究或考验新型弹性支承或挤压油膜阻尼器的工作能力等。同时，试验研究挤压油膜阻尼器的工作机理或一些特殊问题（如油膜阻尼器内油的流动况情，压力分布情况，空穴发生的情况及其影响因素，传递力和振幅发生突跃的情况和影响因素等）对挤压油膜阻尼器提供实践依据也是十分重要的。

转子在本机上平衡和柔性转子的平衡方法是转子平衡试验研究的一个重要方面。转子采用本机平衡可以提高平衡精度，大大改善转子在实际工作条件下的平衡性能，同时

它不需要建立专门的平衡机和有关设备，故其应用日益得到重视和发展。特别是对于地面设备和试验器的高速大型转子，采用本机平衡法则尤为方便和有利。目前有的航空发动机也已采用本机平衡法以弥补其转子在平衡机上平衡之不足，从而使发动机振动大为减小。由于航空发动机采用柔轴的日多，尤其小型、高速发动机，工作转速在2—3阶临界转速以上，故柔性转子的平衡问题日益显得突出；同时，因为影响转子平衡和振动特性的因素很多，而且平衡转速又要很高（在临界转速附近），所以柔性转子的平衡也应在本机上平衡为宜。航空发动机转子采用本机平衡法，特别是柔性转子采用本机平衡法，由于测量面和平衡面以及测试手段的选取常常受到结构上的限制，而使其面临的问题和困难更多一些。如何使方法简化而实用，有待进一步的理论分析和试验研究解决。

本章内容主要介绍转子临界转速的试验模拟方法、测试和数据处理方法；提供了在模型转子上采用弹性支承和挤压油膜阻尼器的试验实例；挤压油膜阻尼器在航空发动机上的试验研究实例和最近国外研究的挤压油膜阻尼系数的试验测定实例。对于转子动平衡方法主要介绍了可用于进行本机平衡的基本平衡方法，如“三圆平衡法”、“三矢平衡法”等；同时对柔轴本机平衡方法作了初步介绍和提出了高速转子本机平衡的简单试验实例。由于电子技术的发展，作为一种很有实用价值的试验分析手段——机械阻抗试验分析法已不断得到应用和发展。同样，在转子动力学研究方面，机械阻抗法也将是一种实用而简便的试验分析手段。本章对机械阻抗法的理论和在轴系振动中的应用作了较详细的介绍，并提出了弹性支承阻抗试验和弹性支承位移阻抗试验特性与转子子系统频率计算特性确定轴系固有频率的实例。

本章所涉及的各项试验原理、方法、测试技术及实例，系编者们根据自身实践及收集国内外有关资料综合整理而成的。

本章由六二四研究所、北京航空学院和南京航空学院合编。

主 编：付才高

主 审：晏砺堂 顾家柳

编写人员是：

序 言 晏砺堂；

第一节 付才高 李希凡 杨建炜 李其汉；

第二节 晏砺堂；

第三节 黄太平。

此外，陶贻银、许祖庆、高如升等工程师为本书的编审作了许多工作。

第二篇第五章编写小组

第一节 转子-支承系统的动力响应试验

一、转子-支承系统临界转速试验方法

在发动机研制、生产及排故过程中，通常用如下几种试验方法去测定转子-支承系统的临界转速。

1. 试验模拟方法

根据相似原理，就可按照实物制成模型在实验室进行试验测定。

1) 相似原理和模拟准则

若有某实物系统的频率方程为：

$$\alpha_n \omega^n + \alpha_{n-1} \omega^{n-1} + \dots + \alpha_1 \omega + \alpha_0 = 0 \quad (1-1)$$

令 $C_{\alpha_i} = \alpha_i / \bar{\alpha}_i$, $C_{\omega} = \omega / \bar{\omega}$, $i = 1, 2, \dots, n$ 。并代入方程 (1-1) 得：

$$C_{\alpha_n} C_{\omega}^n (\bar{\alpha}_n \bar{\omega}^n) + C_{\alpha_{n-1}} C_{\omega}^{n-1} (\bar{\alpha}_{n-1} \bar{\omega}^{n-1}) + \dots + C_{\alpha_1} C_{\omega} (\bar{\alpha}_1 \bar{\omega}) + C_{\alpha_0} \bar{\alpha}_0 = 0 \quad (1-2)$$

式中 α_i —— 实物的某已知物理量或某一些已知物理量的组合；

$\bar{\alpha}_i$ —— 待定的模型某物理量或某一些物理量的组合；

ω —— 实物的角频率或临界转速；

$\bar{\omega}$ —— 模型的角频率或临界转速。

比较方程 (1-1) 和 (1-2)，即可发现模型和实物之间的相似条件必须为：

$$C_{\alpha_n} C_{\omega}^n = C_{\alpha_{n-1}} C_{\omega}^{n-1} = \dots = C_{\alpha_1} C_{\omega} = C_{\alpha_0} \quad (1-3)$$

因此，在建立了转子-支承系统的频率方程后，根据上述相似条件就可导出相应的模拟准则。

对于旋转轴（非薄壳型）为圆截面的任意形式的盘轴转子（包括双转子）-支承系统的临界转速试验模拟准则为：

$$C_{\omega} = \frac{C_r}{C_l^2} \sqrt{\frac{C_{E_s}}{C_{\rho_s}}};$$

$$C_K = \frac{C_{E_s} C_r^4}{C_l^3}; \quad (1-4)$$

$$C_c = \frac{C_r^3}{C_l} \sqrt{C_{E_s} C_{\rho_s}};$$

$$C_{md} = C_{\rho_d} C_l^2 C_l;$$

$$C_{Jd} = C_{\rho_d} C_l^2 C_l^3.$$

式中 C_ω = 实物临界转速 / 模型临界转速;

C_r = 实物径向尺寸 / 模型径向尺寸;

C_l = 实物轴向尺寸 / 模型轴向尺寸;

C_K = 实物支承刚度 / 模型支承刚度;

C_C = 实物支承阻尼 / 模型支承阻尼;

C_{E_s} = 实物轴材料弹性模数 / 模型轴材料弹性模数;

C_{ρ_s} = 实物轴材料密度 / 模型轴材料密度;

系承 C_{m_d} = 实物盘质量 / 模型盘质量;

C_{ρ_d} = 实物盘材料密度 / 模型盘材料密度;

C_{J_d} = 实物盘诱导转动惯量 / 模型盘诱导转动惯量;

$J = J_d - J_\rho$ (诱导转动惯量);

J_d —— 直径转动惯量;

J_ρ —— 极转动惯量。

(2) 模拟方法

根据模拟准则, 结合试验转子的结构型式、尺寸、转速和试验设备能力, 可选择下述的不同模拟方法。

(1) 几何相似法

(S) 径向与轴向以同一比例 K 缩尺, 则

$$C_r = C_l = K$$

$$C_\omega = \frac{1}{K} \sqrt{\frac{C_{E_s}}{C_{\rho_s}}}$$

$$C_K = C_{E_s} K$$

$$C_C = K^2 \sqrt{C_{E_s} C_{\rho_s}} \quad (1-5)$$

$$C_{m_d} = C_{\rho_d} K^3 = K_{m_d}$$

$$C_{J_d} = C_{\rho_d} K^5 = K_{J_d}$$

若取模型轴与实物轴的材料相同, 则 $C_{E_s} = C_{\rho_s} = 1$ 。轮盘材料可任取, 但必须保持缩尺 K_{m_d} 和 K_{J_d} 的值不变, 以下模拟亦然。

该法的优点是模型的尺寸比较匀称。但由于模型的转速与其轴向缩尺 K 成正比, 因而要求模型的转速较高。如取 $C_{E_s} = C_{\rho_s} = 1$ 和 $K = 10$, 则模型的临界转速将是实物的 10 倍。所以, 用这种方法去模拟高速航空发动机转子, 往往受到试验设备能力的限制, 故采用较少。

(2) 非几何相似法

径向缩尺 K_r 不等于轴向缩尺 K_l , 它们可按需任取, 则

$$\begin{aligned}
 C_r &= K_r ; \\
 C_l &= K_l ; \\
 C_w &= \frac{K_r}{K_l^2} \sqrt{\frac{C_{Es}}{C_{\rho s}}} ; \\
 C_K &= C_{Es} \frac{K_r^4}{K_l^3} ; \\
 C_c &= \frac{K_r^3}{K_l} \sqrt{C_{Es} C_{\rho s}} ; \\
 C_{md} &= C_{\rho d} K_r^2 K_l = K_{md} ; \\
 C_{Jd} &= C_{\rho d} K_r^2 K_l^3 = K_{Jd} 。
 \end{aligned} \tag{1-6}$$

如要求模型的临界转速等于实物的临界转速，且取 $C_{Es} = C_{\rho s} = 1$ ，则

$$\begin{aligned}
 C_r &= K_l^2 ; \\
 C_l &= K_l ; \\
 C_w &= 1 ; \\
 C_K &= C_c = K_l^5 ; \\
 C_{md} &= C_{\rho d} K_l^5 = K_{md} ; \\
 C_{Jd} &= C_{\rho d} K_l^7 = K_{Jd} 。
 \end{aligned} \tag{1-7}$$

该法的优点是比较灵活，可做到模型和实物的临界转速相等，显得直观方便；但往往因其径向缩尺远大于轴向缩尺而造成模型转子十分细长柔软，有时会给加工带来一些困难。但是终究因其突出的优点而广泛使用于高速转子的模拟上。

3：模型盘的尺寸计算方法

模型盘的材料可任取，但需保持缩尺 K_{md} 和 K_{Jd} 的值不变，即保持模型盘原有的重量 \bar{W} 和转动惯量 \bar{J} 。从而可导出模型盘的尺寸计算公式如下（图1-1）：

$$\bar{h} = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} - \sqrt[3]{\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} ; \tag{1-8}$$

$$\bar{R} = \sqrt{\frac{\bar{W}}{\pi \gamma \bar{h}} + \bar{r}^2} ;$$

\bar{r} = 按需给定。

式中
$$p = -\frac{a_2}{a_1} ;$$

$$q = -\frac{a_3}{a_1} ;$$

$$a_1 = \pi \gamma ;$$

$$a_2 = 3\pi\bar{\gamma} \left(\frac{4g\bar{J}}{\bar{W}} + 2\bar{r}^2 \right);$$

$$a_3 = 3\bar{W};$$

$$\bar{J} = \bar{J}_\alpha - \bar{J}_\rho;$$

(8-1)

\bar{J}_α ——模型盘的直径转动惯量;

\bar{J}_ρ ——模型盘的极转动惯量;

\bar{W} ——模型盘的重量;

$\bar{\gamma}$ ——模型盘的材料比重;

\bar{h} ——模型盘的厚度;

\bar{R} ——模型盘的外半径;

\bar{r} ——模型盘的内半径;

g ——重力加速度。

(7-1)

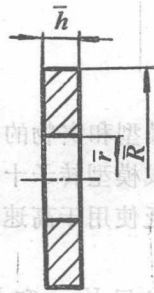


图 1-1 模型盘的尺寸示意图

公式(1-8)只适用于直圆盘的计算。对于一些畸形盘的模拟,应尽量保持其形状相似。

2. 全尺寸转子试验方法

当转子-支承系统的结构有了重大的改变,或为考验新的支承系统的结构和动力响应特性时,应当考虑做全尺寸试验。

试验转子的轴和支承结构型式宜用真实的实物,而叶轮可用当量的圆盘代替,只要保证其质量和转动惯量与实际叶轮相等即可。

显然,由于这种试验没有计及发动机壳体安装吊挂等影响,因而仍是一种“模型”试验。但它毕竟比缩小的模型更接近于真实情况,所以,有利于缩短整机的台架试验周期。

3. 整机台架试验方法

对新研制的发动机，或新的转子-支承系统的结构，都必须在台架上实测或调整发动机的动态响应特性；对于有振动故障的发动机，为找出振源进行排查，也常在台架上进行试验研究。

实测方法：通常在发动机主轴承位置的机匣上安装振动传感器，测水平方向和垂直方向上的振动量并作实时分析；在转轴上可用电阻丝应变片通过引电器测量其应变量，根据通过临界转速时的应变转向特性来判断临界转速值。但是，用应变片和引电器这种方法，一般比较复杂费事，通常是它在作其它项目测量时而顺便应用。

二、测试和数据处理方法

在“转子-支承”系统的振动试验中，通常要测试的参数及可供选用的测试和数据处理方法为：

1. 振动特性的测试

1) 振动频率的测定

(1) 用振动波形与时标对比法测频

在记录振动量的时间历程时，同时记录一个适当的时标，用时标与波数进行比较，即可确定振动频率。

(2) 用数字频率计测频

当被测频率较稳定时，将振动讯号输入数字频率计，可直接读出频率值。

(3) 用利萨如图形测频

将被测振动讯号和振荡器讯号分别接入阴极射线示波器的 X 轴和 Y 轴输入端，调节振荡器的频率，当出现利萨如图形时，即可根据图形和振荡器的频率确定振动讯号的频率。这种测频法也可采用音频频率计来进行。利萨如图形测频法适用于振动频率稳定条件下的频率测定。

(4) 闪光测频法

当振动体振动频率比较稳定时，用闪光灯照射到振动体上，由大到小地调节闪光频率，当第一次看到振动体好像静止或缓慢移动时，则闪光频率就等于或近似于振动的频率。

2) 临界转速的测定

(1) 振幅法

根据所测转子的振幅示波曲线和进动状态来判定临界转速。当转子的振幅波形处在峰值区时，同时转子又作正协调进动时，则该峰值区所对应的转速为临界转速。采用振幅法测定转子临界转速较为简便易行，但在确定振幅峰值区的取值范围时，往往容易引起误差，故测量精度不高。

(2) 质心转向法

根据振动理论：在不计阻尼的情况下，当转子处在亚临界状态时，其质量中心 O_i 位于轴颈中心 O_j 之外侧，见图1-2 (a)；超临界状态时，质量中心 O_i 位于轴颈中心 O_j 之内侧，见图1-2 (c)；临界状态时，质量中心 O_i 位于轴颈中心 O_j 与回转中心 O_b 连线的顺转速 Ω 方向 90° 处，见图1-2 (b)。若在转子轴颈外径上取 A、B、C 和 D 四个参考点，它们在上述三种状态下的受力情况（或应变状态）为：当亚临界状态

时，A点受拉力(正应变)；B点受压力(负应变)；C点和D点无应变，见图1-2(a)。当超临界状态时，A点受压力(负应变)；B点受拉力(正应变)；C点和D点无应变，见图1-2(c)。因此，所谓临界状态就是A点和B点无应变的瞬时状态，其对应的转速即为临界转速，见图1-2(b)。

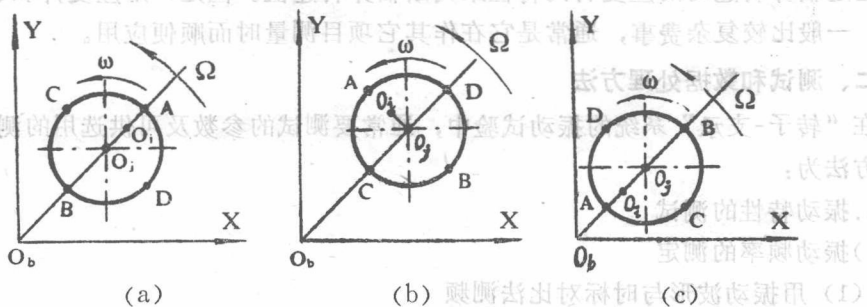


图 1-2 转子质心转向示意图

(a) 一亚临界状态； (b) 一临界状态；

(c) 一超临界状态。

转子从亚临界经过临界到达超临界状态时，转子轴颈外径上A点由受拉变为受压，B点由受压变为受拉；而质量中心 O_1 由位于轴颈中心 O_2 之外侧转到位于轴颈中心之内侧，这种现象称为质心转向。图1-3所示为无阻尼条件之下的质心转向。而实际上总是

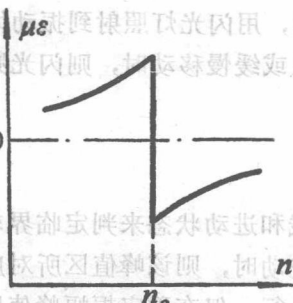


图1-3 无阻尼条件下的质心转向示意图

不可避免地存在着阻尼作用，因此质心转向必定有一个过渡过程。图1-4所示为阻尼条件下的质心转向。

在试验中，转子的重点方向可用本机平衡法来确定(或者用其它方法确定)。通常采用在试验转子同一圆截面外径上对称地贴几组应变式传感器，将其联接成桥路，这样在

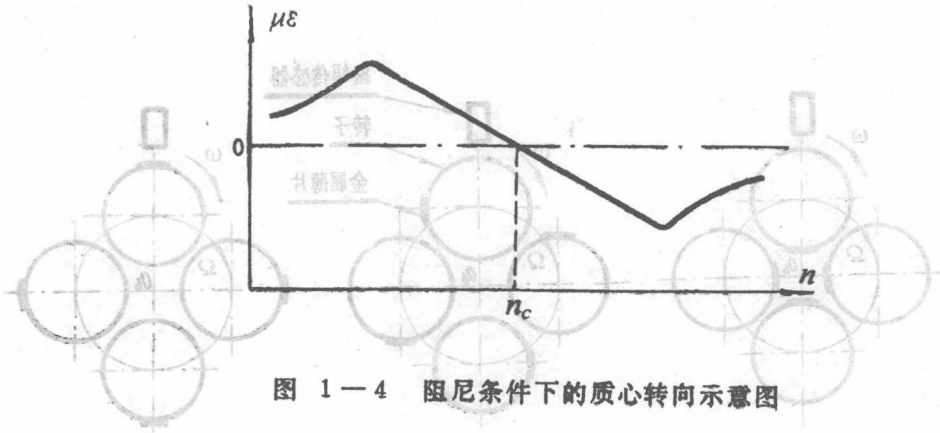


图 1—4 阻尼条件下的质心转向示意图

质心转向过程中所呈现的零应变状态就是临界状态。图 1-5 示出了对称贴在转子同一圆周截面外径上的两组应变式传感器。

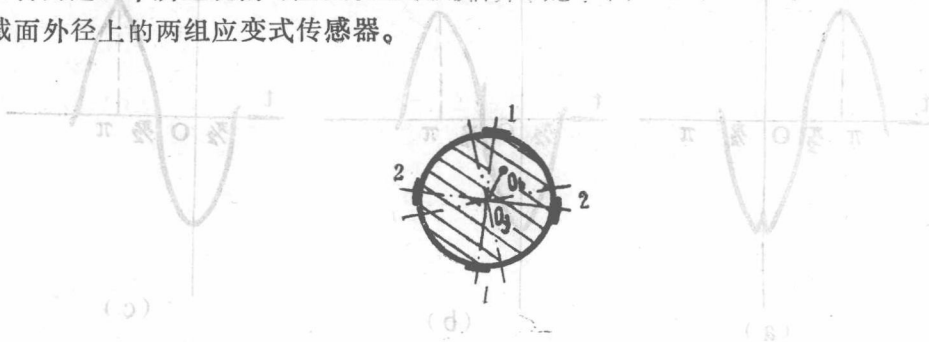


图 1—5 互成90°的两组应变

传感器的粘贴示意图

质心转向法用于弯曲变形较大的转子临界转速测量效果较好，而用于弯曲变形较小或无弯曲变形的转子时，则辨别率低或无法辨别。

(3) 相位跃变法

在试验转子的测量外径上贴一金属薄片（一般情况下，最好贴在该截面的轻点位置，这样对测试较为方便，轻点位置可在平衡时求得），用非接触式位移-振幅测量仪测量转子振幅。转子每转过一转，金属薄片使测量传感器受到因一个振幅突变而产生一次脉冲。现以金属薄片贴在转子轻点位置为例：亚临界时，转子质量中心向外，金属薄片在转子离传感器最远的一点产生一个厚度突增的脉冲，以此时脉冲与质量中心之相位角为零。在临界时，相位角变为 $\pi/2$ 。超临界时，相位角跃变为 π ， π 相位角表示质量中心向内。相位角为 $\pi/2$ 时所对应的转速为临界转速。图 1-6 所示为试验转子通过临界转速前、后振幅波相位角的跃变过程。