

第一机械工业部
第一届机械强度技术会议论文选集

第一机械工业部机械研究院
郑州机械科学研究所 编

**第一机械工业部
第一届机械强度技术会议论文选集**

**第一机械工业部机械研究院 编
郑州机械科学研究所**

(限国内发行)

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第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 787×1092¹/₁₆·印张 23·字数 565 千字

1977年5月北京第一版·1977年5月北京第一次印刷

印数 00,091—11,000·定价1.90元

*

统一书号: 15033·(内)678

目 次

序言

国产第一台 20 万千瓦汽轮发电机组转子的临界转速	1
大型汽轮发电机柔性转子的动平衡	23
枞树形叶根强度研究	39
拱型围带叶片振动试验	66
轴流式水轮机叶片的固有频率	73
15000 千瓦水泵水轮机转轮体、缸帽强度、刚度模型试验	82
小型锅炉某些强度问题的试验研究	101
焊接三通加强结构型式及强度计算方法的探讨	111
大型热套高压容器的模拟试验	126
犁和收割机械的模拟试验及机架强度分析	136
120 吨氧气炼钢转炉托圈应力计算	143
三角断面新型装卸桥	156
曲轴光弹性试验研究——介绍 695 型柴油机曲轴光弹性试验	162
曲轴弯曲疲劳强度研究	195
大型柴油机气缸盖综合应力测量试验总结报告	214
震动给煤机固有频率的测定与计算	225
U 形密封的研究	236
U 形密封结构的试验与研究	250
采用高温电阻应变片测量机器结构热应力的方法	262
高应变率下材料性能	276
半导体遥测装置的原理及应用	281
感应式集流器的应用	286
用激光散光法测定超高压压缸的三向应力	292
全息光弹性	303
用激光全息摄影对三维形变的定量分析	321
用激光全息摄影测量涡轮叶片的振型	332
激光干涉测振仪	335
有限元法的原理及应用	339
断裂力学的应用	347

国产第一台 20 万千瓦汽轮发电机组转子的临界转速

清华大学基础课力学教研组 哈尔滨大电机研究所发电机室

一、前 言

近代大型汽轮发电机组都具有多个转子和支承。当机组转子到达某一转速时,相对说来转子会发生比较显著的振动,这一转速就称为机组转子的临界转速,或简称为机组的临界转速。由于转子是一个具有无穷多自由度的弹性系统,因此也具有无穷多个临界转速。当然我们关心的只是在工作转速附近,以及在工作转速以下的各阶临界转速。随着机组单机容量的增大,转子数目也相应的增多,某些转子的柔度也会增大,这都使得在工作转速以下机组临界转速的数目会相应的增多。

为了保证机组能安全、平稳、长时间的运行,并考虑到电网频率可能出现的波动,在汽轮发电机组的设计选型过程中,必须保证在离工作转速的一定范围内不存在着临界转速,以便在机组正常运转时不会发生比较显著的振动。此外,由于轴颈油膜的作用,有可能出现半频振动,因此也不应存在着接近于工作转速一半的临界转速。

由于大型机组在工作转速以下有多个临界转速,因此在设计过程中,除了需要确定它们的数值外,还应当使这些数值分布适当,以便在机组的起动过程中能及时冲越这些转速和确定几个暖机的转速。

此外,大容量发电机转子采用“振型平衡法”进行动平衡,或者机组转子在现场的动平衡,都需要有该转子的临界转速值及其相应振型作为依据。

因此,确定机组转子的临界转速是大型汽轮发电机组的重要技术问题之一。为适应我国社会主义建设事业飞速发展的需要,在毛主席“独立自主、自力更生”方针的指引下,我国自行设计、制造的大容量汽轮发电机组日益增加。为了使机组能安全稳定地运转,并为今后更大容量机组的设计积累经验,为此进一步对多跨度柔性转子临界转速,以及对影响临界转速和运动稳定性的某些参数的研究及试验工作是十分必要的。

自 1963 年以来,清华大学和哈尔滨汽轮机厂、哈尔滨电机厂、郑州机械研究所等单位协作,承担了对国产 20 万千瓦汽轮发电机组转子临界转速的研究课题。首先在国产 10 万千瓦机组(51-100-2/TQN-100-2)上对转子临界转速的计算方法,计算模型的简化,计算误差因素的分析,机械模型试验,轴承座动刚度的实测,机组转子临界转速的现场实测等方面进行了一些探索、取得了一些经验^[1,2,3,4]。其后从 1966 年开始,在国产第一台 20 万千瓦汽轮发电机组(N200-130/535/535+QFSS-200-2)的设计、制造、试验及试运转过程中,又进行了如下的工作:

(1) 1966 年初在机组初步设计阶段,针对三种发电机方案,三种中——低联轴器方案,四种电机前后支承参数,对机组转子十六种方案的临界转速进行了计算。

(2) 汽轮机选型确定后,1966 年 8 月又对四种发电机方案,五种电机前后支承参数,

对机组转子三十种方案的临界转速进行了计算。

通过这两次计算,对影响本机组转子各阶临界转速的因素有了进一步的了解,为本机组转子的定型提供了根据。

(3) 由于机组最接近工作转速的第五阶临界转速是发电机转子型的,因此在发电机转子力学参数决定后,在1972年6月计算了发电机转子单跨的临界转速,并研究了支承总刚度对发电机转子临界转速的影响。

(4) 1972年8月底,在哈尔滨电机厂超速坑内对发电机转子的临界转速进行了实测。

(5) 1972年6月及8月,在哈尔滨电机厂的试车平台及超速坑内测定了发电机轴承座的动刚度,初步探索了加垫片以改变轴承座动刚度的可能性。

(6) 1972年12月该机组在某电厂试运转时,对机组转子的各阶临界转速进行了现场实测。

(7) 1973年3月在某电厂对发电机的汽端及励端轴承座的动刚度进行了测定。

通过上述工作,对大型汽轮发电机转子临界转速的研究积累了一些经验,为今后更大容量机组的设计提供了条件。

二、转子的简化模型和机组临界转速的计算

机组转子的临界转速,可以通过理论计算、模型试验或现场实测等方法来确定。但是,在设计过程中,尤其是在选型前作方案比较时,往往只能通过理论计算来确定。任何一种计算方法,都是以一定的简化模型为对象来计算的。因此,简化模型应当能充分的反映实际转子的力学性质及其边界条件,使理论计算有一个可靠的基础。所以简化的原则,应当是保留影响临界转速的主要因素。例如,要考虑支承总刚度(包括轴承座动刚度及油膜刚度)的影响,整锻或红套在轴上的叶轮、风扇护环等对转子动刚度加强的影响,温度对弹性模量的影响,以及发电机转子不等刚度的影响等。而轴向力、剪力及扭矩的影响是次要的,至于叶轮、风扇的回转效应对临界转速的影响,考虑到汽轮机的工作转速不高,而且转子轴线也不允许有较大的变形,因此其影响不是主要的,其实如果考虑回转效应的影响,除了增加计算工作量外,并不会引起特殊的困难。这样,在不考虑回转效应情况下,求转子临界转速及其相应振型问题,就归结为求一变断面多支承轴在横向振动时的主频率与主振型问题。

一变断面轴是一具有无穷多自由度的弹性系统,其横振动的运动微分方程式是:

$$-\frac{d^2}{dx^2} \left(EJ \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = \mu \omega^2 y \quad (1)$$

其中 ω 为横振动的固有频率, x 为沿轴线选取的座标, y 与 EJ 分别为转子在座标 x 处的主振动振幅和抗弯刚度, μ 为转子单位长度的质量,这是一个四阶微分方程式。对一个多跨度变截面的轴来说,要直接求出这微分方程式的解是很困难的,因此往往用有限自由度的集中质量系统来代替,即把转子分为若干段,每段的质量按质心位置不变的原则集中于其两端,而该段的当量柔度系数 β 是(图1)

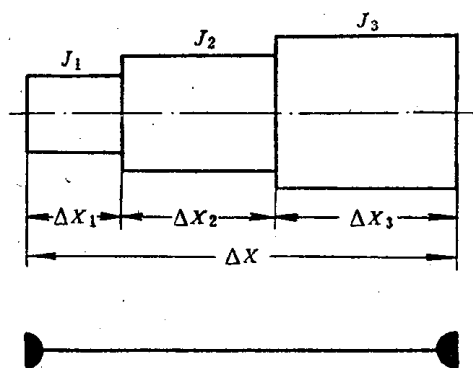


图1 质量和柔度的简化

$$\beta = \frac{\Delta X}{EJ} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta X_i}{E_i J_i}$$

当然其中 E, J_i 应考虑温度、整锻、红套等因素的影响, 这样整个轴系就可以简化为具有若干个集中质量的有限自由度系统, 且任意两质点间是用无重量等截面的弹性轴来连接的。事实说明, 用集中质量系统代替连续质量系统, 用当量柔度的等截面轴代替变截面轴时, 如果分段数目适当, 那末由于这种简化而引起的频率误差是不大的。

一变断面轴横振动的主频率及其振型除了和转子本体的力学性质有关外, 还与其边界条件即支承情况有密切关系, 为此在转子临界转速的计算模型中, 支承条件的简化是一个值得注意的问题。因为, 油膜、轴承座、基础都具有弹性, 而随着临界转速阶数的升高, 支承弹性的影响愈加显著, 因此如不充分考虑支承弹性这一因素, 就会使临界转速的计算值有很大的误差, 尤其对高阶说来甚至可能得出完全错误的结果。

油膜对轴颈的作用与轴瓦的形式有关, 如不计油膜阻尼, 则当轴颈中心偏离其平衡位置有一微小的垂直及水平位移 y 、 z 时, 油膜对轴颈的作用力是:

$$F_y = -P_{yy}y - P_{yz}z$$

$$F_z = -P_{zy}y - P_{zz}z$$

其中 P_{yy} 、 P_{zz} 和 P_{yz} 、 P_{zy} 分别为沿 y 、 z 方向的刚度及耦合刚度, 当转子沿 y 轴(或 z 轴)作横振动时, 则上式可简化为:

$$F_y = -P_{yy}y \quad (\text{或 } F_z = -P_{zz}z)$$

即转子作横振动时, 油膜的作用与一弹簧相同, 其刚性系数为 P_{yy} (或 P_{zz})。这一系数可通过理论计算或实测来求得, 例如国产 20 万千瓦发电机励端水平及垂直油膜刚度实测结果是, $P_{zz} = 1.15 \times 10^6$ 公斤/厘米, $P_{yy} = 1.45 \times 10^6$ 公斤/厘米。

至于轴承座则是一个复杂的弹性系统, 但是在基础刚性较好的条件下, 在一定的转速范围内, 轴承座可以简化为一个质量——弹簧系统, 至于这一系统的简化质量 M 及静刚度 C , 则是通过对轴承座动刚度 C 的实测来确定的 (详见第四节) 它们之间的关系是:

$$C = \frac{F}{A} = C_0 - M\omega^2$$

其中 F 和 ω 分别为激振力的幅值和频率, A 为轴承座振动的振幅, 因此轴承座动刚度概括了振动时轴承座和基础的弹性及惯性性质, 同时也说明了这一弹簧质量系统还可以进一步简化为一个弹簧, 但这一弹簧的刚度 C 已不再为常数, 而是随转子转速而改变的动刚度。

综合轴承座及油膜的简化结果可以看出, 当转子作横振动时, 其支承可简化为图 2 a 的弹簧——质量——弹簧系统, 进一步可简化为图 2 b 两个串联弹簧系统, 最后可简化为图 2 c 的一个刚性系数为 K 的弹簧, 即:

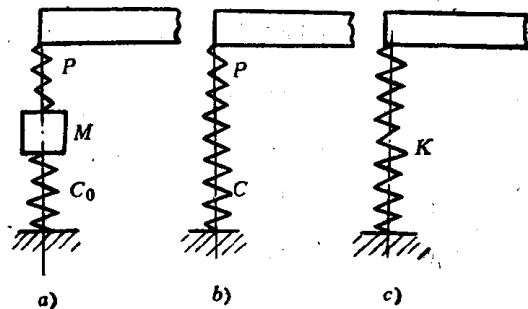


图 2 支承的简化

$$1/K = 1/P + 1/C$$

$$K = \frac{PC}{P+C} = \frac{P(C_0 - M\omega^2)}{P + C_0 - M\omega^2}$$

系数 K 称为支承的总刚度,它是随转子的转速而改变的。它综合的反映了油膜、轴承座和基础对转子横振动的影响,因此机组转子最后可简化为图3的计算模型。

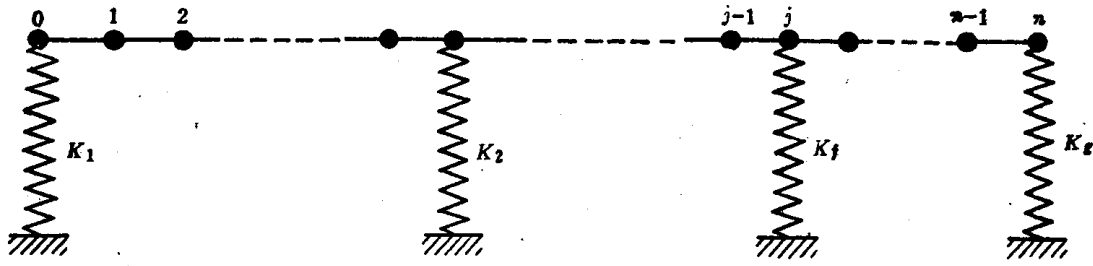


图3 机组转子的简化模型

临界转速的计算方法很多,随着现代电子数字计算机的发展,近代的计算方法很多都采用了矩阵运算,但其基本原理仍然是通过求转子自由振动时的固有频率,或强迫振动时的共振频率来确定其临界转速值。用转移矩阵的方法求机组转子的临界转速特别适宜,因为系统的自由度数或中间支承条件都不会影响转移矩阵的阶数,而且绝大部分的运算都是两个同阶方阵的相乘,因此最宜于使用电子计算机。

由(1)式知这一四阶微分方程的四个积分常数是由其两端的四个边界条件来决定的,如式中的 ω 不是该转子的固有频率时,则这四个边界条件只有三个能被满足,故决定转子横振动的固有频率问题可归结为求在解中能全部满足全部边界条件的 ω 值问题。当转子简化为图3的模型后,设转子以某一频率 ω 作横振动时,如任意取出一个单元(图4),则其左右两截面的四个力学参数(剪力 Q ,弯矩 M ,挠角 θ 和挠度 y)间存在如下的关系

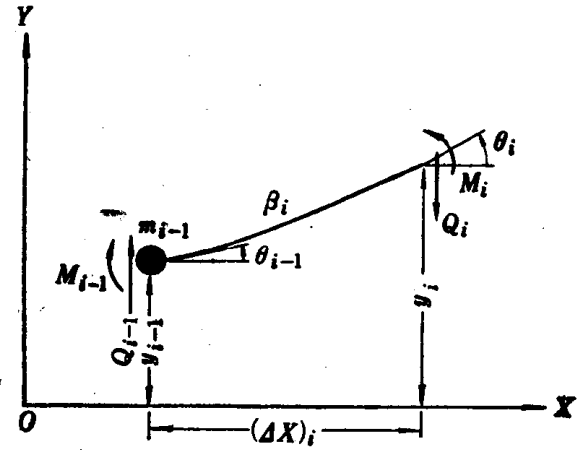


图4 第 i 个单元两端截面的力学参数

$$\left. \begin{aligned} Q_i &= Q_{i-1} + m_{i-1} y_{i-1} \omega^2 \\ M_i &= M_{i-1} + Q_i (\Delta x)_i \\ \theta_i &= \theta_{i-1} + \frac{\beta_i}{2} (M_{i-1} + M_i) \\ y_i &= y_{i-1} + \theta_{i-1} (\Delta x)_i + \beta_i \left(\frac{M_{i-1}}{3} + \frac{M_i}{6} \right) (\Delta x)_i \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中 β_i 为该段的柔度系数,(2)式可以写成如下的矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & m_{i-1} \omega^2 \\ (\Delta x)_i & 1 & 0 & m_{i-1} \omega^2 (\Delta x)_i \\ \frac{\beta_i}{2} (\Delta x)_i & \beta_i & 1 & \frac{\beta_i}{2} m_{i-1} \omega^2 (\Delta x)_i \\ \frac{\beta_i}{6} (\Delta x)_i^2 & \frac{\beta_i}{2} (\Delta x)_i & (\Delta x)_i & 1 + \frac{\beta_i}{6} m_{i-1} \omega^2 (\Delta x)_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \end{bmatrix}_{i-1}$$

或简写为:

$$Z_i = A_i Z_{i-1} \quad (3)$$

其中状态向量 z_{i-1} , z_i 分别表示此单元左右两截面力学参数的一个四阶列矩阵, A_i 表示此段质量及柔度特性的一个四阶方阵, 即

$$Z_{i-1} = \begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \end{bmatrix}_{i-1}, \quad Z_i = \begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \end{bmatrix}_i, \quad A_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & m_{i-1}\omega^2 \\ (\Delta x)_i & 1 & 0 & m_{i-1}\omega^2(\Delta x)_i \\ \frac{\beta_i}{2}(\Delta x)_i & \beta_i & 1 & \frac{\beta_i}{2}m_{i-1}\omega^2(\Delta x)_i \\ \frac{\beta_i}{6}(\Delta x)_i^2 & \frac{\beta_i}{2}(\Delta x)_i & (\Delta x)_i & 1 + \frac{\beta_i}{6}m_{i-1}\omega^2(\Delta x)_i^2 \end{bmatrix}$$

如所考虑单元有一弹性支承 (图 5), 其支承总刚度为 K , 则此单元左右两截面的状态向量间存在如下关系:

$$Z_i = A_i k_i Z_{i-1} \quad (4)$$

其中

$$k_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -K \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(3)、(4) 式说明了在轴系中任一单元右端截面的状态向量可通过转移矩阵 A_i , k_i 等用其左端截面的状态向量来表示, 依此递推, 轴系各单元右端截面的状态向量总可以用轴系最左端 0 截面的状态向量来表示, 即 (图 3)

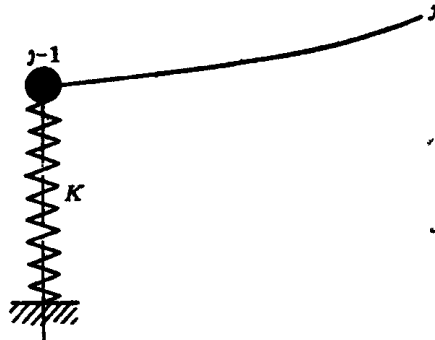


图 5 有弹性支承的单元

$$\begin{aligned} Z_n &= k_n A_n Z_{n-1}, \quad Z_{n-1} = A_{n-1} Z_{n-2}, \quad \dots, \\ Z_i &= A_i k_i Z_{i-1}, \quad \dots, \quad Z_2 = A_2 Z_1, \quad Z_1 = A_1 k_1 Z_0, \\ Z_n &= (k_n A_n A_{n-1} A_{n-2} \dots A_i k_i \dots A_2 A_1 k_1) Z_0 \end{aligned}$$

因此

令

则

$$U = k_n A_n A_{n-1} A_{n-2} \dots A_i k_i \dots A_2 A_1 k_1$$

$$Z_n = U Z_0$$

(5)

可以看出乘积 U 也是一个四阶方阵, 它与轴系各单元的质量、长度、柔度, 各支承总刚度以及振动频率 ω 有关, 它的各元素可以通过各矩阵的连乘而确定, 因此 (5) 式表达了整个轴系两端边界的状态向量间的关系。对应于弹性支承的边界条件是 $Q_0 = 0$, $M_0 = 0$,

因此:

$$\begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \end{bmatrix}_0 = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & u_{14} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & u_{24} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} & u_{34} \\ u_{41} & u_{42} & u_{43} & u_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \theta \\ y \end{bmatrix}$$

由此得

$$Q_0 = u_{13}\theta_0 + u_{14}y_0$$

$$M_0 = u_{23}\theta_0 + u_{24}y_0$$

如所设的频率 ω 刚好是轴系的一个临界转速, 则其末端同样要满足边界条件 $Q_n = 0$, $M_n = 0$, 这样上面线性齐次方程组有不为零解的条件是:

$$\begin{vmatrix} u_{13} & u_{14} \\ u_{23} & u_{24} \end{vmatrix} = 0 \quad (6)$$

(6) 式就是能满足全部边界条件的频率方程式, 如所设频率不是轴系的一个临界转速, 则(6) 式不为零, 此时可令:

$$Q_n = u_{13}\theta_0 + u_{14}y_0 = 0$$

$$\theta_0 = -\frac{u_{14}}{u_{13}}y$$

$$M_n = u_{23}\theta_0 + u_{24}y_0 = \left(u_{24} - \frac{u_{23}u_{14}}{u_{13}}\right)y_0 \neq 0$$

这表示轴系不是作自由振动, 而是在右端受有幅值为 $\left|(u_{24} - \frac{u_{23}u_{14}}{u_{13}})y_0\right|$, 频率为 ω 的周期性干扰力矩作用而作强迫振动。这力矩称为剩余力矩。因此用屡试方法, 计算出在不同频率(或转速)下的剩余力矩值, 画出剩余力矩随转速变化的曲线, 这曲线与座标轴的交点就是轴系的各阶临界转速值。

附表 3 是计算轴系临界转速的程序框图, 其中算术算子程序没有采用矩阵形式。即 u_{13} , u_{23} , u_{14} , u_{24} 是分别考虑当 $Q_0 = 0$, $M_0 = 0$, $\theta_0 = 1$, $y_0 = 0$ 及 $Q_0 = 0$, $M_0 = 0$, $\theta_0 = 0$, $y_0 = -1/K_1$ 。利用(2)式自左端开始递推到右端而求得, 这只是一种数学上的处理, 并无原理上的改变。框图中 J 是支座数目, n_0 为起始屡试的转速, Δn 为屡试转速的步长, N 为屡试终止的转速, ϵ 为临界转速的计算误差范围。当对应前后两个转速的剩余力矩反号时, 在程序中即自动夹根, 直至两反号的剩余力矩所对应的转速之差小于 ϵ 时, 即打印振型。

以 20 万千瓦发电机转子为例, 如把转子简化为 20 段的计算模型, 数据见附表 1, 前后两支参数选用 $M = 18 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{厘米}$, $C_0 = 4 \times 10^6 \text{ 公斤} / \text{厘米}$, $P = 2.5 \times 10^6 \text{ 公斤} / \text{厘米}$, 则临界转速是:

表 1 发电机转子的临界转速(注: $J_y > J_z$)

	n_1 (转/分)		n_2 (转/分)	
	计 算 值	实 测 值	计 算 值	实 测 值
转子本体惯性矩为 J_y	885	870	2619	2580
转子本体惯性矩为 J_z	839		2562	

图 6 曲线 a 、 b 、 c 分别表示 20 万千瓦发电机转子(本体惯性矩为 J_y 时)前三阶临界转速随支承总刚度变化的曲线, 可以看出, 随着临界转速阶数的升高, 支承总刚度的影响愈见显著。这一结论同样适用于机组的情况, 因此在计算大型机组的临界转速时, 如不考虑支承弹性的影响就会得出完全错误的结果。图 6 曲线 d 表示用上述支承参数时支承总刚度随转速变化的曲线, 这一曲线与曲线 a 、 b 、 c 的交点就分别代表在这一支承参数条件下此转子的前三阶临界转速值。由此可以看出, 其数值与直接计算的结果是完全相同的。

剩余力矩随转速变化的曲线会出现间断点, 在机组的情况下, 有可能间断点的转速与临界转速很接近, 如果步长 Δn 选择过大, 就会同时越过这一临界转速与间断点, 这时对应前后两转速的剩余力矩, 就不会出现反号, 亦即遗漏了这一阶临界转速。为此在机组临界转速的计算过程中, 应仔细观察剩余力矩的变化规律有无异常, 或者可与机组中各单跨的临界转速作比较, 因为机组的临界转速与各单跨的临界转速是既有区别又有连系的。从振动理论得

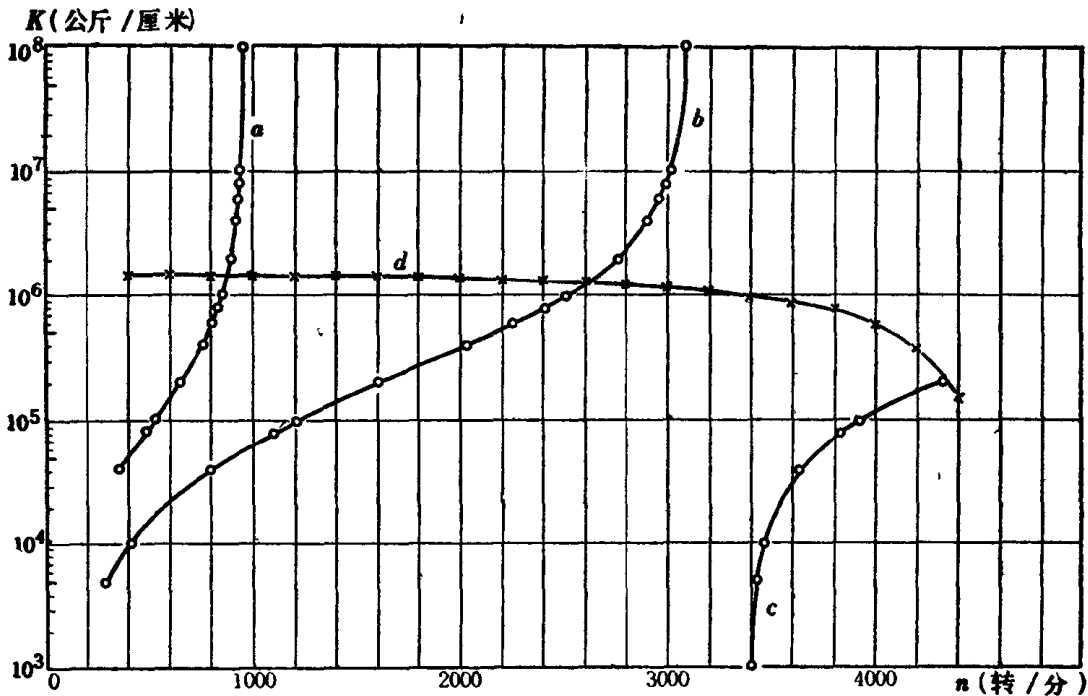


图6 发电机转子临界转速随支承总刚度变化的曲线

知, 各单跨轴按一定方式连接成一轴系后, 其振动频率会相应的提高, 这样把各单跨的临界转速按其数值大小顺序排列, 这一序列的数值将与机组的临界转速有对应的关系, 故参考各单跨轴的临界转速值将有助于对机组临界转速的分析。例如在 20 万千瓦汽轮发电机组中, 如支承参数选取表 2 的数据。

则单跨临界转速计算值按顺序排列如表 3。

表 2 20万千瓦机组选用的支承参数

轴 承 座 号	1	2	3	4	5	6	7
轴承座及基础参与振动质量 M (公斤·秒 ² /厘米)	2.9	2.9	3.65	3.65	3.65	18	18
轴承座静刚度 $C \times 10^{-6}$ (公斤/厘米)	1.67	1.67	2.76	2.76	2.76	4	4
油膜刚度 $P \times 10^{-6}$ (公斤/厘米)	2	2	2	2	2.5	2.5	2.5

注: 轴承座从高压缸前轴承开始编号。

表 3 机组单跨转子临界转速计算值

发 电 机 一 阶	中 压 缸	高 压 缸	低 压 缸	发 电 机 二 阶
871(转/分)/943(转/分)	1221(转/分)	1693(转/分)	1740(转/分)	2571(转/分)/2654(转/分)

注: 发电机两个主方向刚度不同, 故每阶有两个临界转速值, 下同。

而机组临界转速计算值如表 4。

从表 2~4 中可以看出, 机组临界转速比各单跨的临界转速都有不同程度的提高, 但是它们之间仍有密切的联系。例如, 对应于机组的一阶临界转速时, 发电机转子相对说来有较显著的振动, 对应于机组的二阶临界转速时, 中压转子相对说来有较显著的振动, 故我们分别称它为发电机转子型、中压转子型的临界转速, 其余类推。

表 4 机组转子临界转速计算值

n_1 (转/分)	n_2 (转/分)	n_3 (转/分)	n_4 (转/分)	n_5 (转/分)
发电机转子型	中压转子型	高压转子型	低压转子型	发电机转子型
930/1002	1470	1936	2014	2602/2678

三、转子临界转速的实测

对转子临界转速进行实测的目的在于：（1）确定转子的临界转速；（2）将实测结果与临界转速的理论计算值进行比较，以检验理论计算是否正确；（3）监视转子启动直到工作转速范围内振动情况，特别是转子跨越各阶临界转速时的振动情况。

由于这项实测工作具有实践检验的性质，因之我们除了在该机组启动时进行了实测以外，在机组出厂试验时也争取作实测，因为汽轮机部分不在厂内进行单独试车，所以仅在电机厂对电机单跨转子实测了临界转速。

1. 发电机转子临界转速的实测

1972年8月下旬，当发电机转子在电机厂超速坑内作动平衡和超速试验时，实测了转子的临界转速。

实测时转子冷态没通水，测量装置布置如图7，拾振器1固定在励端轴承座2上盖顶部，振动讯号送至测振表3直接读出双振幅数值，测振表并有输出讯号接至阴极射线示波器4，用以观察振动波形。并与一音频讯号发生器5配合，追踪李沙育图形，读出振动的频率（转速）值。

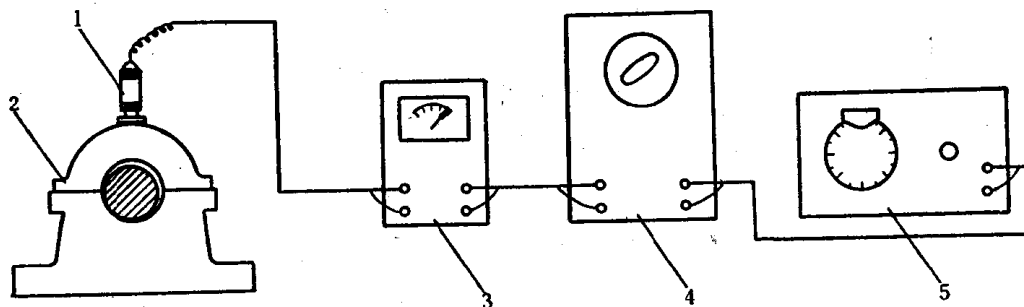


图 7 临界转速实测设备布置

在开车和停车过程中，进行了多次测量，临界转速实测值重复性良好。

图8是根据两组典型数据绘制的振幅——转速曲线，因实测是在动平衡过程中进行的，故振幅的绝对值意义不大，其峰值对应的转速即为临界转速的实测值。其数据见表1。

根据在此转子轴承上实测得的支承刚度及油膜刚度，再利用图6曲线求出转子的临界转速。事实说明，计算值与实测值基本上是一致的。

此外，由图8看出，不论是垂直方向还是水平方向测到的临界转速是一样的，都与垂直方向的计算值基本一致，未测到对应水平方向计算值的临界转速。

在 $n = 1300$ 转/分附近还有一个峰值，这一转速相当于第二阶临界转速 n_2 的一半，这是由于水平放置的转子横断面不等，刚度及重力而引起的副临界转速，与临界转速相比，其影响是次要的。

2. 机组转子临界转速的实测

机组转子临界转速的实测与单跨转子从原理与方法上谈,没有什么本质不同,但前者较之后者有些具体困难:第一,机组一般启动停车次数少,所测结果不能反复校核。第二,工作转速下临界转速阶数较多,有时相距很近,当升降速比较快时很容易漏测。第三,布置在轴承盖上的拾振器不仅反映了邻近各跨转子的振动,而且有时也会反映其他弹性体(如发电机定子、汽缸体、基础、管道等等)的振动,因此为了便于分析所测得的结果,最好事先有一个计算结果供参考,使对于所测各阶临界转速的分布有个估计。

在第二节中,已讲到的机组临界转速的特点对于实测布置测振点及分析结果,具有重要的指导意义。如前所述,本机组第一阶临界转速为发电机转子型的,在此转速时发电机转子振动比较显著,因之要测得此临界转速值,拾振器最好固定在发电机的轴承(6瓦、7瓦)或邻近发电机的其他轴承(5瓦)上(参考图9)。同理,欲测第二阶临界转速(中压转子型)拾振器需固定在2瓦或3瓦上,这样就得到表5所示的测点布置表。

1972年12月当该机组在某厂启动时我们作了实测,实测结果见表6,表中一并列出东北电力局技术改进局实测的结果,他们是用SC-16光线示波器记录各轴承的振动,然后分析得出的。

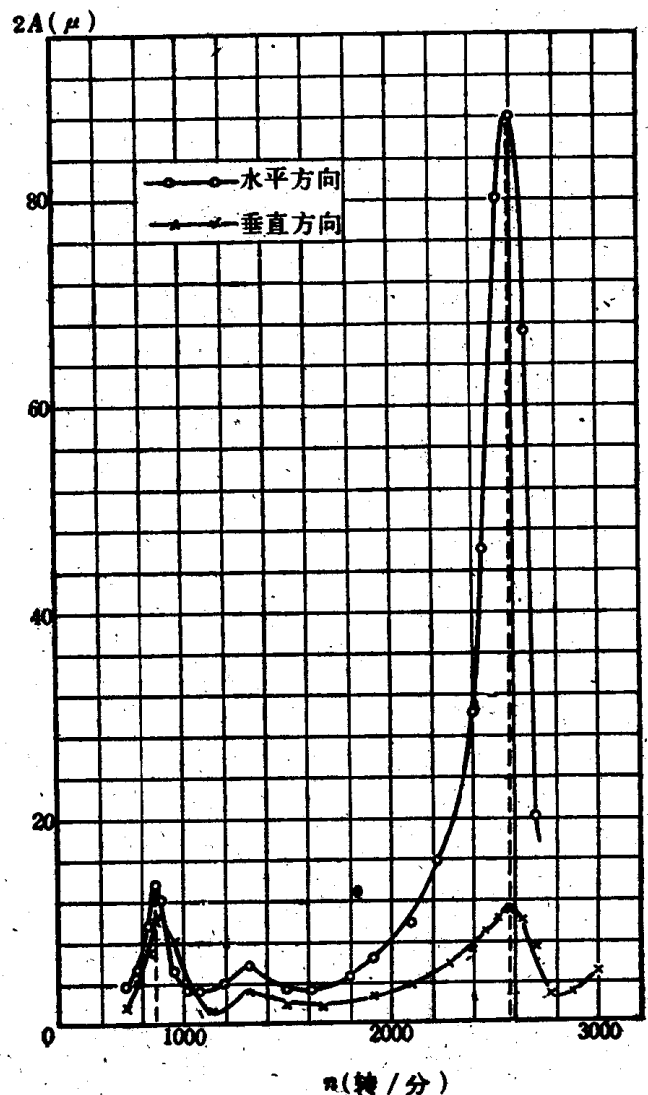


图8 发电机转子临界转速实测曲线

表5 机组转子临界转速实测时测点的布置

临界转速阶次	临界转速型式	测点布置位置
第一阶	发电机转子型	6瓦 (或7瓦)
第二阶	中压转子型	2瓦 (或3瓦)
第三阶	高压转子型	1瓦 (或2瓦)
第四阶	低压转子型	4瓦 (或5瓦)
第五阶	发电机转子型	6瓦 (或7瓦)

图10为测得的各轴承振幅——转速曲线,从图中可以看出:

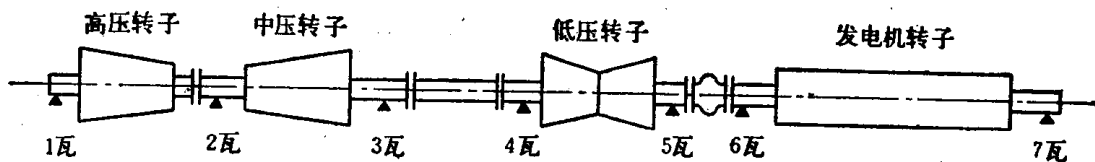


图9 机组示意图

(1) 当转速 $n = 990$ 转/分时, 6瓦、7瓦的振幅有峰值, 这是机组转子的一阶临界转速 (电机转子型), 且4瓦也略有反应。

(2) 当转速 $n = 1670$ 转/分时, 2瓦、3瓦的振幅有峰值, 这是机组转子的二阶临界转速 (中压转子型), 且1瓦、4瓦也有所反应。

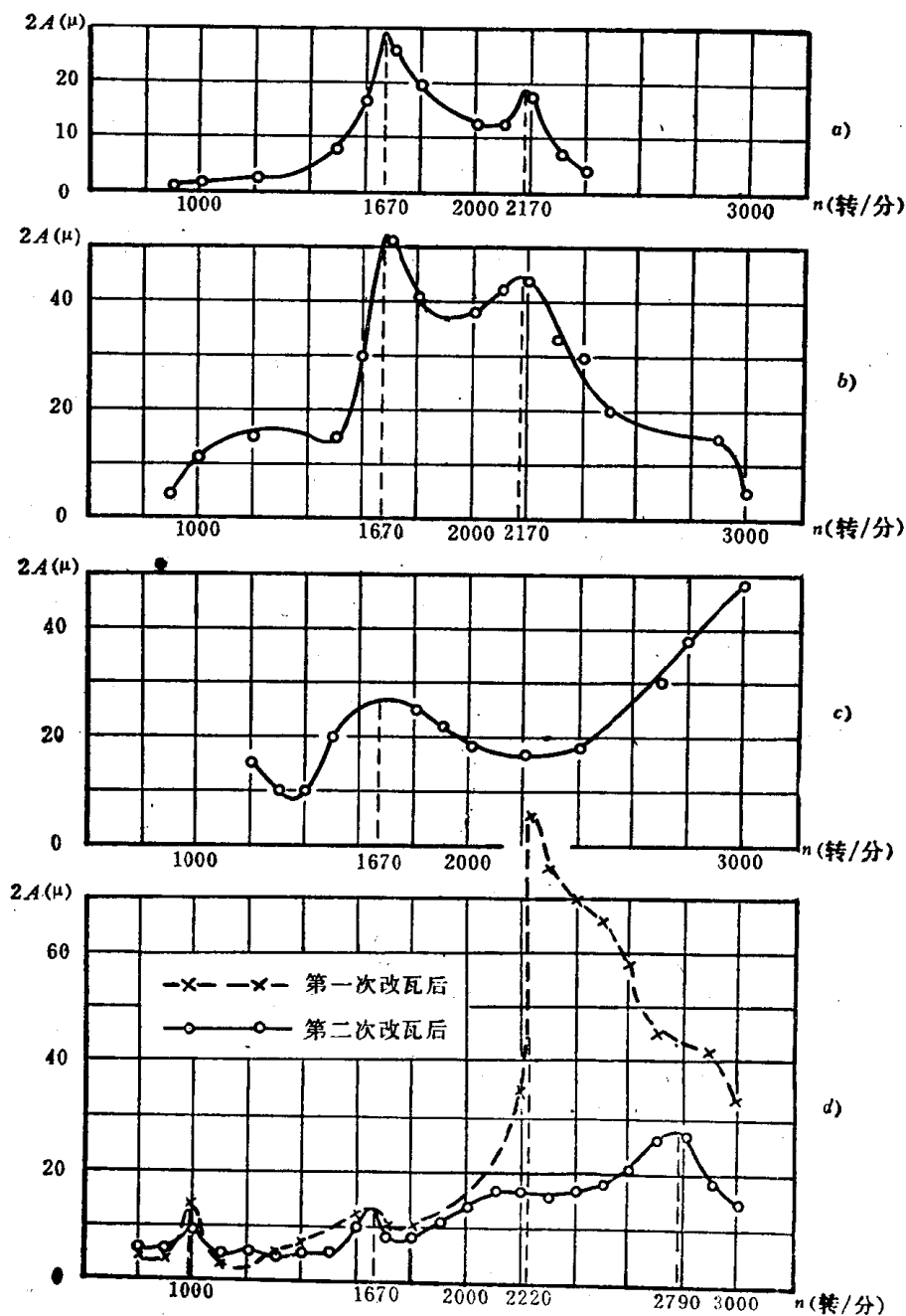


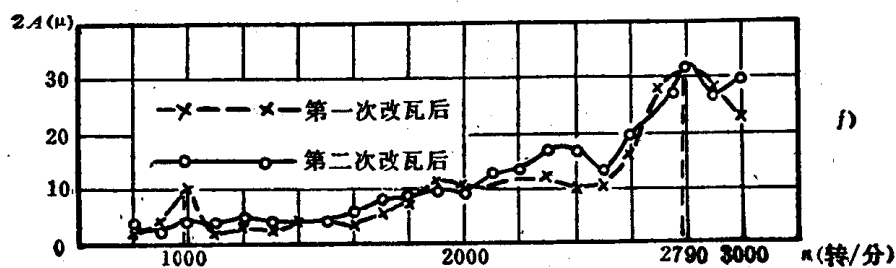
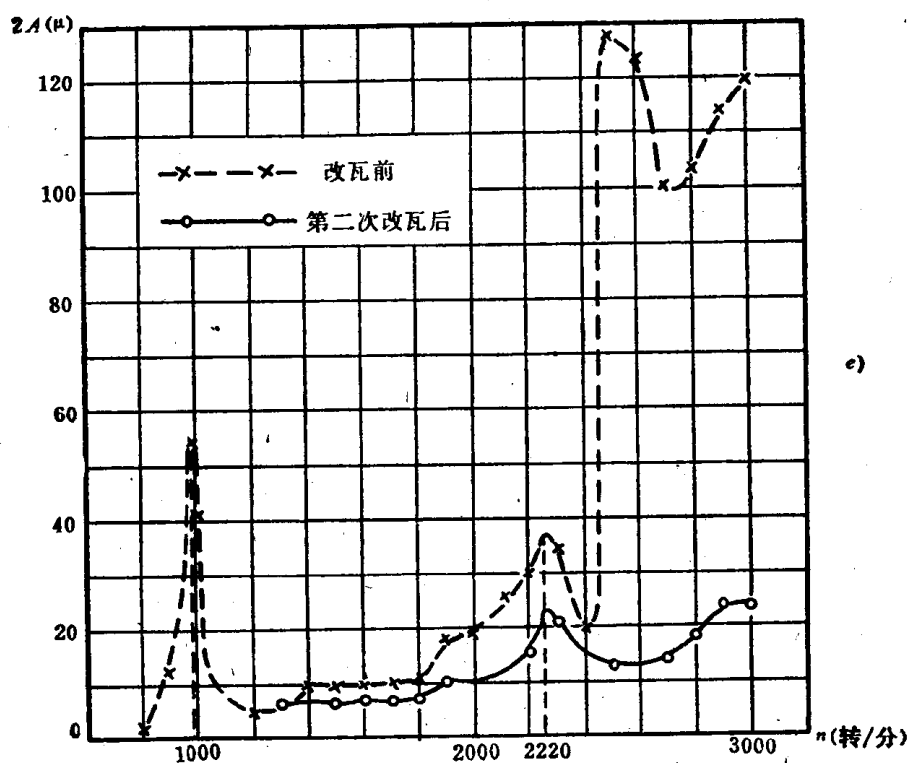
图10 1瓦 (a)、2瓦 (b)、3瓦 (c)、4瓦

表6 机组临界转速实测结果

转速(转/分) 实 测 单 位	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5
清华大学	990	1670	2170	2220	2790
东北电力局技术改进局	978	1685	2150	2240*	2790

* 记录上出现两个峰值。

(3) 当转速 $n = 2170$ 转/分时, 1 瓦、2 瓦的振幅有峰值, 这是机组转子的三阶临界转速 (高压转子型)。



(d)、6 瓦 (e)、7 瓦 (f) 的振幅—转速曲线

(4) 当转速 $n = 2220$ 转/分时, 4 瓦的振幅有峰值 (5 瓦没测), 这是机组转子的四阶临界转速 (低压转子型), 且 6 瓦也有反应。

(5) 机组转子的五阶临界转速是发电机转子型的。在实测过程中, 当转速升到 2500 转/分, 出现油膜引起的转子自激振动。此时, 6 瓦、7 瓦的振幅急剧上升, 出现以转子一阶临界转速为频率的强烈振动, 转速升到 3000 转/分, 仍未消失, 故虽多次量测, 没能准确的测量其五阶临界转速。

其后经过相应的处理 (详见后), 自激振动消失, 测得 7 瓦在 $n = 2790$ 转/分时振幅有峰值, 同时 4 瓦在此转速时也有峰值, 可以相信这就是机组转子的第五阶临界转速。

附带提出, 有油膜振荡现象存在时, 当 $n = 2790$ 转/分时, 6 瓦振幅却下降到有一极小值 (波谷), 据文献记载, 由油膜引起的转子自激振动, 有可能因转子达到高阶临界转速或因系统其他部件共振时而消失, 但这一转速过后又会出现^[6], 这一结论可解释上述现象。

1974 年 2 月在该机组又一次启动时, 我们在 6 瓦顶部垂直方向安了拾振器, 其输出讯号用 SC-16 光线示波器记录, 从记录上看出当机组跨越第一阶临界转速时, 在 935 转/分和 1020 转/分处出现两个很靠近的峰值, 这相当于电机转子两个主方向刚度不同引起的两个第一阶临界转速值。

3. 实测结果与计算结果的比较

将表 4 所列本机组临界转速的计算值与表 6 的实测值比较列于表 7。

表 7 机组临界转速的计算值与实测值比较

转速 (转/分)	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5
计算值	930/1002	1470	1936	2014	2602/2678
实测值	990	1670	2170	2220	2790
计算值与实测值的偏差	6.1%/1.2%	11.9%	10.8%	9.3%	6.7/4.0%

计算值与实测值的偏差, 主要原因是由于计算是在 1966 年机组初步设计选型时进行的, 当时对支承参数不可能实测到, 而且国内也没有大型机组的支承参数的实测数据作参考, 计算时只参考了苏联 30 万千瓦机组的支承参数。因此, 边界条件与本机组的实际情况不同, 另外在制造机组时, 某些部分的尺寸也略有修改, 使转子本体的刚度稍有增大, 这都会使计算值与实测值有所差异。此外, 机组临界转速的实测是在升速时进行的, 一般说来, 升速时用测振表实测得的数值会偏高。

四、几个影响转子临界转速的重要因素

影响转子临界转速的因素很多, 属于转子本身的有整锻叶轮、叶轮热套过盈、焊接转子、叶轮回转效应等等。属于支承条件的有轴承座刚度、油膜刚度、基座地基弹性等。前者已有一些单位作了不少研究工作, 至于支承条件方面研究较少。我们从这几年工作中感到, 支承条件不但影响转子临界转速的数值, 而且还与转子振动的振幅以及运动稳定性有很密切的关系, 因之对于支承条件的研究工作应当引起普遍的重视。

下面分别谈一下我们在本机组上做过的有关工作。

1. 轴承座动刚度的研究

轴承座动刚度是影响转子临界转速的重要支承参数之一, 为了准确确定转子临界转速必

须事先确定轴承座动刚度。目前还缺乏轴承座动刚度的计算方法，因之主要是通过实验加以测定的，以往由于缺乏这方面的数据，故在机组设计中往往只能参考一些国外的数据，但是这些数据往往由于轴承座结构、尺寸不同，以及基座情况、安装条件的不同而有所差异，因此要取得我国条件下的一套数据就十分必要。1967年以来，我们在哈尔滨、上海、北京等地对国产二万五千千瓦、5万千瓦、10万千瓦汽轮机与发电机的轴承座的动刚度进行了实测，为20万千瓦机组设计阶段计算临界转速提供了一定的参考数据（附表2）。1972年至1973年，我们又在哈尔滨电机厂及某电厂实测了20万千瓦汽轮发电机轴承座的动刚度，也取得一定结果，但为了给今后我国设计新机组提供可靠的资料，还要更多地在发电厂作实测工作。

轴承座是一个复杂的弹性系统，在转子残余不平衡量的激振力 F 作用下会产生振动，如振幅为 A 。所谓轴承座动刚度 C ，就是使轴承座产生单位振幅的振动所需的激振力幅值的大小。即

$$C = \frac{F}{A} \quad (7)$$

动刚度 C 不是一个常数，它是随转子转速 n 而变化。测量动刚度就是要测量各特定转速 n 下激振力 F 及轴承座的振幅 A ，由(7)式得出轴承座动刚度 C 随转速 n 的变化规律。实测时，振幅 A 的测量方法和设备与图7所示相同，在轴承孔内装有一由电动机带动的机械式偏心激振器（图11），它能在水平或垂直方向产生单方向的激振力，在各转速 n 下，其幅值 F 是已知的（ $n=3000$ 转/分，最大 F 值为5吨）分别测出水平和垂直方向振幅即可求出轴承座在水平与垂直方向的动刚度。

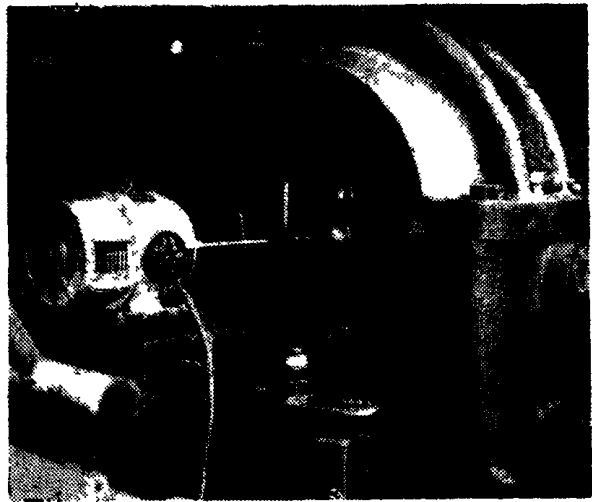


图11 轴承座动刚度的实测（激振力为水平方向）

实践证明，装配质量会影响轴承座动刚度的试验结果，因此在试验前应检查激振器安装是否良好，轴承座固定是否可靠，在电厂实测时应在轴承座底板地脚螺钉两次浇灌后进行，试验时还应观察轴承座振型是否对称，振动波形有无异常等等。

在电机厂测得发电机励端轴承座动刚度曲线如图12。在这种情况下，动刚度 C 随转速 n 的升高而下降。为计算方便，可以用一条抛物线来近似地表示，就物理意义上说，是把轴承座简化为一个自由度的弹簧——质量系统（图13），根据振动理论，它在激振力 F 作用下，振幅 A 为：

$$A = \frac{F}{M(k^2 - \omega^2)} = \frac{F}{C_0 \left(1 - \frac{n^2}{n_0^2}\right)}$$

其中 ω [1/秒]、 n [转/分]——激振力频率；

k [1/秒]、 n_0 [转/分]——轴承座固有频率；

M [公斤·秒²/厘米]——轴承座及基座参与振动的质量；

C_0 [公斤/厘米]——轴承座静刚度。

于是(7)式成为一个抛物线方程（图14）：

$$C = \frac{F}{A} = C_0 \left(1 - \frac{n^2}{n_0^2}\right) \quad (8)$$

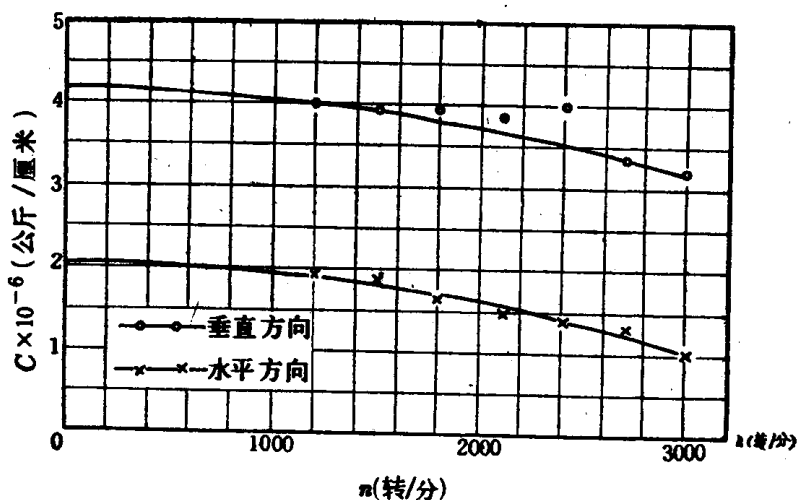


图12 发电机励端轴承座动刚度曲线

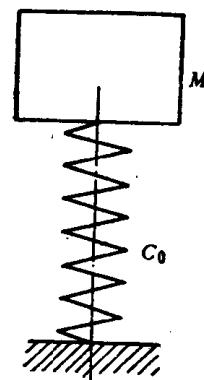


图13 轴承座的简化模型

可见当 $n = 0$ 时, $C = C_0$, 即动刚度成为静刚度。当 $n = n_0$ 时, $C = 0$, 这就相当于轴承座共振情形。因之给出 C_0 及 n_0 (或 M) 就相当于给出了 (8) 式表示的动刚度整个变化规律, 表 8 给出了根据图 12 等试验整理的结果。

从表 8 中看出轴承座固定条件不同, 其动刚度就变化, 因而也能在一定范围内改变转子的临界转速, 这就提供了一种可能性改变一个已制成转子的临界转速值, 使它更符合我们的要求。当然这仅仅是在原理上是可行的, 具体的实现还需要作很多研究和实验工作。再在轴承座中采取一些措施增加阻尼, 对于减少机组的振动也是大有好处的。

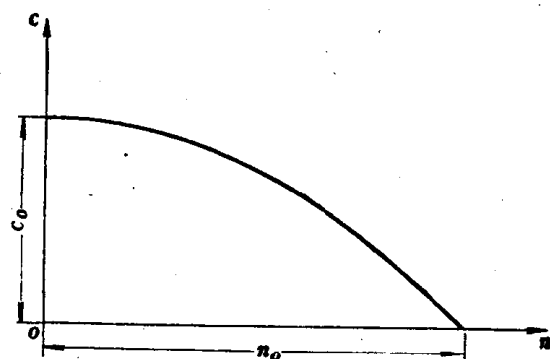


图14 轴承座动刚度的理论曲线

1973 年 3 月, 在某电厂对该机组发电机的汽端 (6 瓦) 及励端 (7 瓦) 轴承座动刚度进行了实测, 实测的目的除了积累在电站条件下我国大型汽轮发电机轴承座动刚度的数据外, 还可与在制造厂所测得的结果相比较, 从而了解不同基础对轴承座动刚度的影响, 所以附带测量了轴承座铅垂中心线上基础的振动情况。

动刚度实测结果与电机厂测得的差别很大, 即动刚度曲线不再接近于抛物线, 而是多次

表 8 20万千瓦发电机励端轴承座动刚度

方 向 轴承座固定条件	垂 直 方 向			水 平 方 向		
	C_0 (公斤/厘米)	n_0 (转/分)	M (公斤·秒 ² /厘米)	C_0 (公斤/厘米)	n_0 (转/分)	M (公斤·秒 ² /厘米)
轴承座固定在超速坑垫有方箱及10毫米胶木板	4.19×10^6	5960	10.7	2.05×10^6	4187	10.6
轴承座固定在试车平台垫有10毫米胶木板	2.75×10^6	6600	5.73	1.19×10^6	3930	7.0
轴承座固定在试车平台无胶木板	3.00×10^6	6900	5.73	1.95×10^6	4770	7.8