

《汽轮机技术专辑》

苏联50、80万千瓦动力机组 锅炉和汽轮机装置

第 二 分 册

哈尔滨汽轮机厂《汽轮机技术》编辑部

一 九 八 五 年 九 月

第 四 篇

50万与80万千瓦机组的变工况运行

第十一章

汽轮机的振动情况及各轴承的工作

11—1、大功率汽轮机组的低频振动

汽轮机组的振动情况是其运行可靠性的主要指标之一。

汽轮机组——基础动态系统是很复杂的，对其诸元件所采用的动态特性都是近似值，因此，实际上不可能对这种系统建立十分精确的计算方法。此外，一系列附加因素，如未予考虑的一些力（例如，在某些具体情况下出现的不平衡力），事先也无法用计算加以确定。

所以，近年来对功率为50万和80万千瓦的汽轮机进行了详尽的动态特性研究工作，以确定这些机组实际的动态特性，并在此基础上考虑运行因素的影响，来完善对激振力进行分析和补偿的方法，以及建立减小这些力（特别是不平衡力、发电机的电磁力和引起转子不稳定和出现低频振动的激振力）的有效作用的条件。

转子不稳定是由循环作用的不守恒位势力引起的〔11—1〕。这些力激起高一中压转子以固有频率作正进动，对于30万~80万千瓦的大功率汽轮机，频率值在26~28赫芝左右，因而被称之为“低频振动”。循环力基本来源于汽流和滑动轴承内的油膜，而滑动轴承同时又是稳定转子运动的阻尼力的基本来源。

因为转子的稳定性或不稳定性是由激振力和阻尼力的相互关系决定的，故防止低频振动的主要方法是：一方面提高滑动支承轴承的稳定性；另一方面则降低汽轮机通流部分内的循环作用力的水平。因此，在一定条件下，可以把汽轮机低频振动的研究工作分为三部分：确定滑动支承轴承油膜的动态特性；研究汽轮机通流部分内的气动激振力；综合研究这两方面的因素以便确定转子的稳定性。

滑动轴承油膜的动态特性 在根据轴颈在轴承油膜内浮动平衡曲线上的稳定性进行最新分析的基础上，研究了轴颈相对其静态平衡位置位移不大时所存在的作用力。

对于固定瓦轴承，这些力在以平衡位置为原点的坐标系的X、Y轴上的投影为：

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -(C_{xx}X + C_{xy}Y + d_{xx}\dot{X} + d_{xy}\dot{Y}) \\ F_y &= -(C_{yx}X + C_{yy}Y + d_{yx}\dot{X} + d_{yy}\dot{Y}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (11-1)$$

其中 $C_{xx}, \dots, d_{xx}, \dots$ ——相应为油膜的刚度系数和阻尼系数；X、Y和 $\dot{X}, \dot{Y}$ ——轴颈的位移和位移的速度。

动态系数的特点是其不守恒性（ $C_{xy} \neq C_{yx}$ ），这证实了油膜存在着循环力。因此，固定瓦轴承，在一定条件下，甚至在实际上没有其他激振源的情况下，也会成为产

生所谓“油膜低频振动”的根源。

动态系数取决于轴颈的浮动情况或轴承的载荷系数：

$$\zeta = \frac{P \psi^2}{\mu \omega}$$

其中P——比载荷； ψ ——相对间隙； μ ——滑油的粘度； ω ——转子的转速。

载荷系数是转子转速的函数。在不存在其他激振力的情况下，所确定的转速就是转子在轴承油膜上的失稳边界。

载荷增加可提高固定瓦轴承的稳定性。对于功率在30万千瓦以下的汽轮机，已成功地用这种方法消除了低频振动。具体采取了如下措施：通过轴系找中使支承反力重新分布，改变蒸汽的分配，以及改变轴承键孔的几何尺寸。

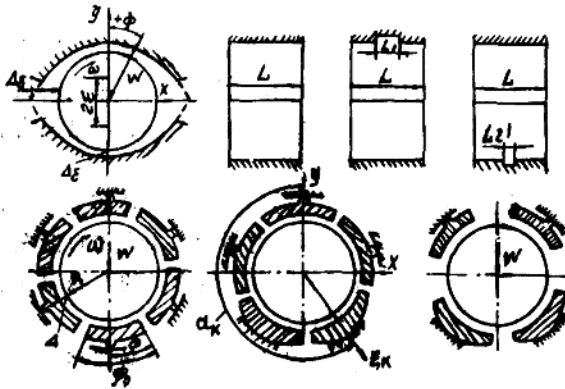


图11-1 滑动支承轴承的型式

a——椭圆轴承， b——可倾瓦轴承

度；L，R和D——相应为轴承的长度，半径和直径。

静载荷的方向是可倾瓦轴承的重要特性，在哈尔科夫透平发电机厂所采用的五和四瓦块轴承中，载荷指向下部的相邻两个瓦块支承头之间的中点；而在列宁格勒金属工厂采用的六瓦块轴承中，大部分载荷由下部的一个支承瓦块所承受。

对于可倾瓦轴承来说，不仅是轴颈的位移和位移速度，而且每个瓦块在垂直于转子轴线的平面内回转和回转速度，都能使轴承由静平衡的原始状态发生扰动。此时，考虑到瓦块支承头接触变形，每个瓦块作用在轴颈上的附加力的表达式以及单个瓦块的运动方程具有如下形式：

$$F_{x,x}^{(k)} = - [C_{x,x}^{(k)} (X - \xi_k \cos \varphi_k) + C_{x,y}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) + d_{x,x}^{(k)} (\dot{X} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) + d_{x,y}^{(k)} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + C_{x,k} \beta_k + d_{x,k} \dot{\beta}_k] ; \dots\dots\dots (11-2)$$

$$F_{y,y}^{(k)} = - [C_{y,x}^{(k)} (X - \xi_k \cos \varphi_k) + C_{y,y}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) + d_{y,x}^{(k)} (\dot{X} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) + d_{y,y}^{(k)} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + C_{y,k} \beta_k + d_{y,k} \dot{\beta}_k] ; \dots\dots\dots (11-3)$$

$$\theta_k \ddot{\beta}_k + C_{kz} (X - \xi_k \cos \varphi_k) + C_{ky} (y - \xi_k \sin \varphi_k) + d_{kz} (\dot{X} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) + d_{ky} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + (C_{kk} + G_k) \beta_k + (d_{kk} + D_k) \dot{\beta}_k = 0; \dots\dots\dots (11-4)$$

$$M_k \ddot{\xi}_k + S \xi_k - C_{xz}^{(k)} (X - \xi_k \cos \varphi_k) \cos \varphi_k - C_{zy}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) \cos \varphi_k - d_{xz}^{(k)} (\dot{X} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) \cos \varphi_k - d_{zy}^{(k)} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) \cos \varphi_k - C_{yz}^{(k)} (X - \xi_k \cos \varphi_k) \sin \varphi_k - d_{yz}^{(k)} (\dot{X} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) \sin \varphi_k - C_{yy}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) \sin \varphi_k - d_{yy}^{(k)} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) \sin \varphi_k - d_{yz}^{(k)} (\dot{X} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) \sin \varphi_k; \dots\dots\dots (11-5)$$

其中 $C_{xz}^{(k)}, C_{zy}^{(k)}, \dots, C_{kk}$ 和 $d_{xz}^{(k)}, d_{zy}^{(k)}, \dots, d_{kk}$ ——刚度系数和阻尼系数（其确定次序详见文献〔11-2〕）； G_k 和 D_k ——代表阻碍瓦块回转的外阻力的刚度系数和阻尼系数； M_k 和 θ_k ——相应为瓦块的质量和惯性矩； β_k ——瓦块回转的角度； ξ_k ——支承头接触变形引起瓦块沿 ξ 轴方向的位移（图11-1）； $\varphi = 270^\circ - \alpha_k$ ； S ——瓦块支承处支承头的接触刚度； $K = 1, 2, \dots, Z$ 。

由式（11-2）~（11-5）可以看出，与固定瓦轴承不同的是可倾瓦轴承激励状态方程中有 $8 + 10Z$ 个动态系数，这就使得转子动力学和稳定性的分析工作大大复杂化了。

但是，正如文献〔11-2〕所指出的，在转子——轴承系统作单频率振动的情况（在稳定边界区的振动也属于这种情况）下，就可将式（11-2）~（11-5）变为式（11-1）那样的形式。这样所导出的动态系数是单个瓦块导出系数的代数和。其值取决于轴承的结构参数和工作参数，也取决于转子的振动频率。

分析表明，对于瓦块的惯性以及阻碍瓦块回转的外力都不大的可倾瓦轴承，叉导刚度系数 C_{xz}^* 和 C_{zy}^* 或者数值接近，或者近似等于零，这就证实了循环作用的“油膜”力是不大的。因此，采用这种轴承可以完全解决转子的“油膜”振动问题。

除了稳定振动的特性很好之外，可倾瓦轴承另一明显的优点是能够补偿轴颈的偏斜。

目前借助电子计算机计算出了许多有关汽轮机所用轴承动、静态特性的数据并编制成表，广泛应用于实践之中，作为选择轴承的型式和工作参数以保证提高机组转子稳定振动特性的根据。

在图11-2中，给出了五瓦块可倾瓦轴承的无因次刚度和阻尼系数与载荷系数 $\zeta = \frac{W \psi^2}{LD \mu \omega}$ 的关系曲线（在不同的无因次支承头刚度 $s = S \frac{\psi^2}{\mu \omega L}$ 条件下），其中： W ——轴承的静载荷。

轴承动态特性计算方法的可靠程度，通过与文献〔11-19〕的试验数据相比较而进行了检验。

试验确定动态特性的方法，是用经过标定的附加载荷往轴承上加载并测量与此载荷

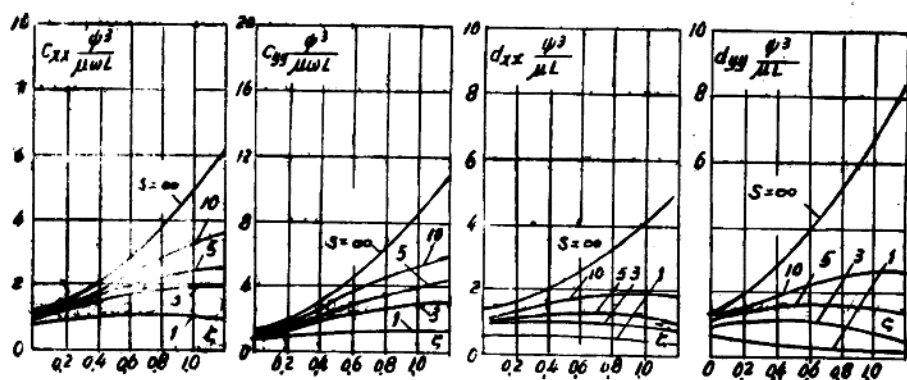


图11—2 五瓦块可倾瓦轴承的动态系数
($L/D=0.6$, $v=0.6$, $\alpha=60^\circ$)

相应的轴颈所发生的附加位移。所求的系数可通过与(11—1)类似的公式换算求得。

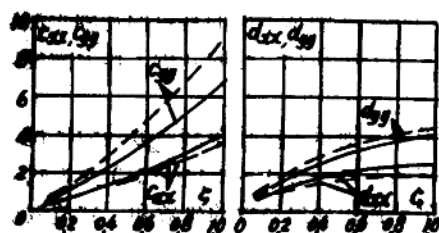


图11—3 可倾瓦轴承动态特性的计算数据(虚线)与试验数据(实线)之比较

$$(C = \frac{C \psi^3}{\mu \omega L}; d = \frac{\bar{d} \psi^3}{\mu L})$$

由图(11—3)可知,计算数据与试验数据十分吻合。所建立的关系曲线适用于具有六个瓦块的可倾瓦轴承($L/D=0.75$, $m=0$, $\varphi_0=50^\circ$; $v=0.5$; 载荷指向支承瓦块之间)。

汽轮机通流部分内的气动力 对于30万千瓦以上超临界参数汽轮机,要消除低频振动,必须降低通流部分内气动激振力的水平。

迄今,已知的气动激振力,都是由于转子的弯曲振动使汽封间隙沿周向动态不均匀

所引起的,主要可分为三类。

第一类称为“轮缘”力(或Tomac力)这是由于汽流沿围带上部汽封和隔板汽封周向流动不均匀致使作用于动叶上的圆周力发生变化而造成的。

当转子与静子的轴线有相对位移时,围带汽封和隔板汽封的间隙发生变化,间隙瞬时值沿转子圆周大致按余弦定律分布。间隙不均匀能引起流经汽封的蒸汽重新分配,引起流经动叶间流道的蒸汽流量和速度为重新分配,也引起了轮间间隙内的压力、汽流在动叶前的进汽角和其它一系列参数的重新分布。因而产生了也是沿转子圆周按余弦定律分布的附加圆周力。在转子挠度线上直径相对的两点处的局部圆周外力 R 。达到最大值和最小值,(见图11—4,a)。合力 F 与转子转动同向并垂直于其挠度线,因而它是一个能引起转子不稳定的不守恒位势(或循环)力。

利用已知的计算周力和透平级内汽流的公式，并应用由速度三角形〔11—3〕所求得的关系，可以推出以下计算“轮缘”力的表达式：

$$F = -\pi (\Delta w_u + w_z \cos \beta_2) \times \left\{ K_\delta R_\delta \sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)} \frac{d\delta_\delta}{d\xi} + K_\pi R_\pi \sqrt{\frac{\rho^2 P_0}{\rho^2 z_2}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^2} \left[1 + \frac{hc}{h_\pi} \operatorname{tg} \alpha_0 (\Delta w_u + w_z \cos \beta_2) \right] \frac{d\delta_\pi}{d\xi} \right\} \xi, \quad (11-6)$$

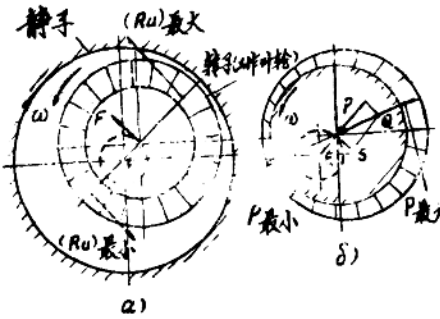


图11—4 汽动力产生的示意图

a—轮缘力 b—围带力

其中， P ， ρ ， w 和 β ——级内汽流的压力，密度，相对速度和角度（注脚 0 ， 1 和 2 相应于级的进口截面、喷嘴后截面和动叶出口截面）； R_δ 和 R_π ——围带汽封和隔板汽封的半径； hc 和 h_π ——静叶和动叶的高度； δ_δ 和 δ_π ——围带汽封和隔板汽封内的换算间隙； α_0 ——静叶的绝对出角； ξ ——转子的挠度； K_δ 和 K_π ——考虑汽封前流动介质不均匀的系数； $\Delta w_u = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$ 。

由式(11—6)可知，“轮缘”力随蒸汽密度和级的压降增加而增大。这也同样是“围带”和“拉别林汽封”的气动力所特有的情况。这证明了超临界参数汽轮机高压转子的激振力更高，也能说明这些力与汽轮机蒸汽流量的关系。

由式(11—6)可以看出，“轮缘”力取决于汽轮机的结构和级内热力过程的参数。同时可以看出，减小“轮缘”力的最方便的措施是改变围带汽封的结构（它决定着导数 $d\delta_\delta/d\xi$ 的大小和符号）。业已查明，“轮缘”力主要取决于汽封的径向间隙与轴向间隙之比 δ_2/δ_0 （图11—5）。增大径向间隙和减小轴向间隙，可以大大减小“轮缘”力。因此，把通常采用的围带汽封结构（图11—5，a），改成（图11—5，b）所示的结构，通过建立附加的轴向汽封和增大径向间隙的方法减小“轮缘”力。另一种轮缘带齿的汽封结构〔11—4〕（图11—5，b）可以改变“轮缘”力的方向，并取得增加稳定性的效果。

上述两种结构的缺点是漏汽量稍有增加，从而降低了机组的经济性。此外，轮缘带齿的结构也使维修更为复杂。

在计算中考虑了级内的上部垂度 h 之后就能对“轮缘”力进行重大修正，这在文献〔11—3〕中已有说明。

第二类气动力（“围带”力）产生的原因是：在转子振动时，由于转子与静子不同心，致使在通流部分围带汽封的通道内蒸汽压力沿周向分布不均匀。

第三类气动力“拉别林汽封”力产生的原因从本质上说是同样的（它发生在中间汽封和端部汽封的通道内），对此将另外单独进行研究。

在分析时，应当区分转子与静子相互位置的动、静态两种偏心率。静态偏心率只是间接影响转子的振动稳定性，它能引起支承静载荷的大小和方向变化，从而引起滑动支

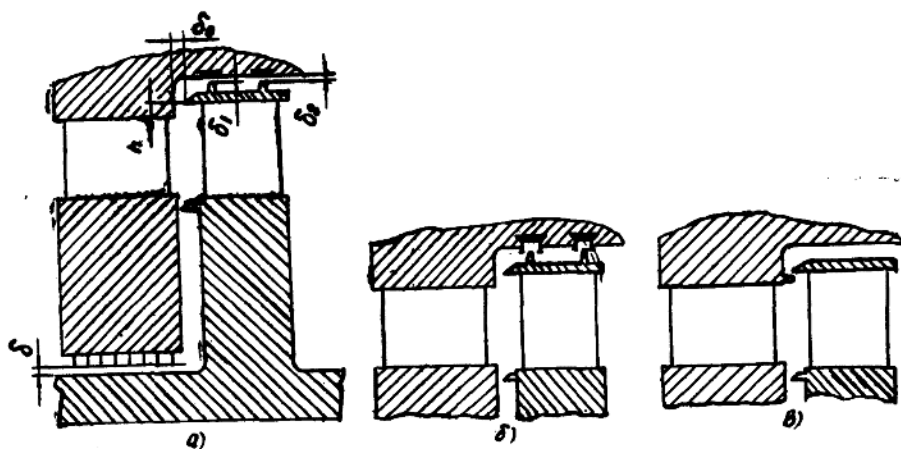


图11—5 高压缸围带汽封示意图

承轴动态特性的变化。

研究“围带”力和“拉别林汽封”力的理论基础是蒸汽在汽封通道内流动的微分方程〔11—5，11—6。〕

在分析汽封内的不稳定力时，应同时考虑通道高度变化引起的介质周向运动的影响（通道因素）、进出口缝隙的结构和流动阻力的影响（缝隙效应）；汽流的扭转、与壁面的摩擦。通过解这些方程，求得附加压力沿通道园周的分布函数。其合力以力在座标轴 ξ 和 η 上投影的形式决定，该座标系以转子进动的角速度 Ω 旋转。（参见（图11—4，8））这些投影表示了汽封的气动反力的切向或周向分量 S 和径向分量 P 。

由“通道因素”所决定的切向分力，对转子产生自激振动所起作用最大。而缝隙因素的影响则小得多。在具有相同间隙的直通道的汽封中以及在轴向汽封中，切向反力只是由于通道因素的影响而产生。蒸汽与壁面之间摩擦的影响只是在间隙很小（小于0.1毫米）时才起作用。

切向分力 S 及其方向取决于“拉别林汽封”中通道的高度 h 和宽度 l 、汽封入口之前汽的初始旋转速度以及间隙 δ_i 等因素。当间隙增大，汽封入口处汽流的速度 C 降低时，力急剧减小，而当速度 C 很小和为负值时，甚至能成为保持稳定的力。文献〔11—6〕指出，围带汽封进出口缝隙的结构对切向分力影响很小，因此，除了增大间隙之外，采用减小围带汽封腔室的轴向长度，或者干脆取消汽封腔室（通过建立一个汽封齿的径向汽封，或者采用只有轴向汽封齿的汽封），这样，实际上都有可能减小循环的气动激振力。

围带汽封的径向分力 P 的影响主要是由“缝隙”因素决定的，它与间隙之比有关；汽流的扭转对该分力的影响只占第二位。研究表明，对于广泛采用的围带汽封结构，径向分力的刚度系数为300—600公斤力/毫米。此时，当转子偏心安装在汽封镗孔内时，作用于转子的总的静态力可达好几吨。

由于对汽轮机转子和静子偏心时在多腔室汽封内的各过程研究得不充分，尚无法

断言这些过程对高压转子低频振动的影响。一般说来,由于端部隔板汽封和中间汽封之前汽流的扭转不厉害,故从整体来看“拉别林汽封”力对高压转子是起稳定作用的。

对上述各类气动激振力进行比较可以得知,所有的激振力都与蒸汽的密度、蒸汽在级内的压降和级的几何尺寸有关。但是,既然“围带”力是与围带上部通道宽度的平方成正比,那么,对于功率50万千瓦以及更大的超临界参数汽轮机来说,当汽封齿布置在围带边缘时,“围带”力增长得比“轮缘”力快,并超过后者。

采用滑动轴承的汽轮机转子稳定性的评价 为了防止低频振动,在结构方面和运行方面采用不同措施的效果如何,可以通过研究转子在滑动轴承的油膜和气动力共同影响下的稳定性来进行评价。

为简化分析,可以认为转子是绝对平衡的,这样不必研究转子进动运动的稳定性,代之以研究它在固定位置时的稳定性即可。从而可以求出被研究系统的能表征发生微小低频振动的参数。以这种方法研究转子系统的可用性已为首台汽轮机组的试验所证实。

为了确定稳定性边界或者确定汽轮机的所谓边界功率,根据用一组不连续的参数代替实际轴系的原理,提出了一些不同的极值解法。此时,实际转子用一个模拟转子来代替,模拟转子由具有等弯曲刚度的若干段组成,而质量、集中的刚度、分布的刚度、阻尼和外力(其中包括气动力)均处于上述各段之间的接合点处。这类繁琐计算的可靠程度取决于其中所采用的轴承动态特性的精度,尤其是表征气动力的几个系数的精度。由于对上述气动力所作研究不够,而使之与实际有很大的出入。

因此,近来简化方法得到了广泛采用。简化方法是在研究具有一个轮盘(表征气动激振的循环力即作用于该轮盘上)的柔性对称转子的稳定性问题基础上提出来的。

借助于这种方法对在汽轮机制造业中所采用的椭圆轴承和可倾瓦轴承〔在其承受垂直载荷(图11—6.a)情况下〕的稳定性进行了比较性分析。稳定性边界建立在参数

$E = \frac{M\omega\psi^3}{\mu l}$ 为固定值时的无因次参数 $\zeta = \frac{W\psi^2}{\omega\mu LD}$ 和 a/c 的平面上,其中:W——轴

承的静载荷; $\psi = \Delta/R$ ——轴承的相对径向间隙; L——长度; D——轴承的直径; μ ——滑油的动粘度; ω ——轴转动的角速度; a——循环气动力的刚度系数; C——转子的刚度。参数 $\beta = \omega/\Omega$ 为常数,即1.73,其中 $\Omega = \sqrt{C/M}$ ——在绝对刚性支承条件下转子的振动频率。

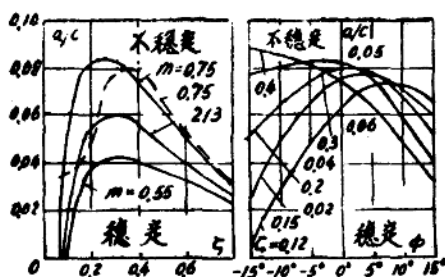


图11—6 转子在椭圆轴承上的稳定性边界

a——垂直载荷

b——任意方向的载荷(m=0.75)

图11—6, a所示关系曲线表明,采用较大椭圆度m的椭圆轴承,能提高高压

转子的稳定性。但是，这种轴承的工作表面磨损严重（由于曲率大），实践证明，从而又能降低转子的稳定性。

当载荷系数 ζ 接近计算值 ($0.20 < \zeta_{\text{计算值}} < 0.30$) 时，上轴瓦上有放油槽的轴承与“光滑”的椭圆轴承相比，稳定性明显降低（如图11—6 a, 上的虚线所示）。这说明，大功率汽轮机的高压转子不宜采用这种轴承，这一点已在50万和80万千瓦汽轮机组的试运实践中得到了证实。

由图(11—6, a)还可以看到，当 ζ 处于最佳值时稳定性最好。 ζ 偏离最佳值，则稳定性降低，尤其在 ζ 减小时或者在其他条件相同而加于支承的静载荷减小时，稳定性降低得特别明显。

在汽轮机运行过程中，由于会出现附加的其方向为不定的静力，就可能改变轴承上载荷的大小及其作用方向。在部分负荷喷咀配汽时，以及在轴系横向偏心时，都会产生这些力。由于通流部分偏心引起的静态气动力也起着很大的作用。

研究表明，存在着一个横向分载荷作用于椭圆轴承。横向分载荷能使合成的载荷矢量扭转 Φ 角（图11—1, a所示的正 Φ 角与轴的转动方向一致），这对高压转子的稳定性有明显的影响（图11—6, b）。当 ζ 值很小时，负的 Φ 角特别不利；而当 ζ 值很大时，正的 Φ 角特别不利。

可倾瓦轴承 ($L/D=0.6$; $v=0.6$; $E=3$) 在转子受有气动激振力时的稳定性如图(11—7, a)所示。该图建立了下列轴承的稳定性边界：具有一块下承力瓦的三瓦块轴承 [11—20]（图中的曲线1）；静载荷指向瓦块支承头的（曲线3）及指向支承头之间中点的（曲线4）两种六瓦块 ($\varphi_0=52^\circ$) 均匀布置并具有同样间隙的轴承。

由图(11—7, a)可见，采用油膜刚度系数各向异性程度很高的三瓦块轴承，在 ζ 值大范围变化下能保证转子具有最好的稳定性。而下半部有几个瓦块，特别是六瓦块可倾瓦轴承的稳定性要低得多。这些可倾瓦轴承主要是在 ζ 值很小时才能比椭圆轴承优越。

在静载荷指向瓦块支承头，且其他条件相同的情况下，可倾瓦轴承的抗振性能要比载荷指向瓦块之间时高。但只有在具有同样间隙的轴承几何尺寸不变时，这一结论才是正确的。

在汽轮机运行条件下，瓦块的原始几何尺寸有可能被破坏。其主要原因是：巴氏合金磨损，在轴进行盘车时（无油压顶起系统）磨损特别厉害，从而导致油膜间隙增大；瓦块支承头的接触变形（点支承时较大，摆动肋支承时较小）以及瓦块的热变形。

若上述因素同时出现，对于外界静载荷指向瓦块的可倾瓦轴承来说，则会引起载荷在其下部承力瓦块之间重新分配。此时下瓦块承受的载荷减小，而侧面瓦块承受的载荷增大，还能改变轴承的动态特性，尤其是能使刚度系数的各向异性程度降低。结果造成了这种轴承的稳定特性变差（图11—7, a; 曲线5），甚至比载荷指向瓦块之间的轴承还要低。

为了避免这种情况，合理的措施是减小位于载荷作用线上瓦块中的间隙，实际上把可倾瓦轴承孔加工成椭圆形即可达到此目的。上述孔的加工与一般轴承所采用的镗孔方法相似。

由图11—7, a (曲线2) 可见，椭圆度不大 ($m=0.3$) 时，椭圆孔下部瓦块中的

间隙比侧面瓦块中间隙大0.25倍), 可以显著提高可倾瓦轴承的稳定特性。

应当指出, 在下部承力瓦块中间隙分配不同的情况下横向载荷对可倾瓦轴承振动稳定性所起影响的特性会发生改变。对于下部瓦块中间隙增大的轴承来说, 载荷的方向偏离垂直方向, 能提高轴承的稳定性(图11—7, δ , 曲线1), 反之, 当侧面瓦块中间隙增大时, 载荷矢量偏离垂直方向可使轴承的稳定性明显降低(图11—7, δ 曲线2)。因此, 对同一种型式的汽轮机来说, 配汽方式对高压转子稳定性的影响可能是不相同的。

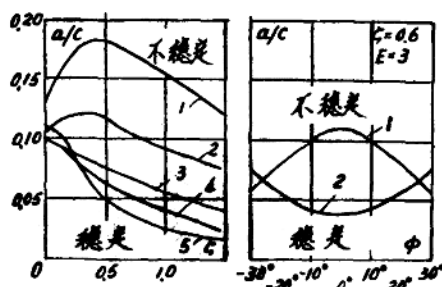


图11—7 转子支承在可倾瓦轴承上的稳定性边界

a ——垂直载荷

δ ——任意方向的载荷

对于四支点的高—中压转子系统, 若在相邻的支点上安装可倾瓦轴承和椭圆轴承, 就会产生横向载荷。这是由于轴颈的飘浮轨迹不同所致: 可倾瓦轴承轨迹接近于垂直, 而椭圆轴承轨迹却主要倾向于水平。分析表明, 这些因素相互影响, 最终能使合成静载荷矢量偏转20—25°角。当必须消除横向载荷时, 可将高压转子和中压转子根据半联轴器重新对中, 这样就能补偿轴颈的相对横向位移。

因此, 在考虑到诸运行因素影响而进行正确设计的情况下, 采用可倾瓦轴承,

可以保证汽轮机转子振动稳定性良好。这一点已被首台50万和80万千瓦汽轮机组的试运结果所证实。

简言之, 目前消除汽轮机的低频振动是可能的。可采用以下措施: 为现有轴承建立最佳的工作条件; 安装可倾瓦轴承; 重新分配通流部分内的径向和轴向间隙以减小蒸汽的激振力, 以及安装一种特殊结构的汽封。

不过, 要提高所制造的汽轮机组的振动稳定性, 在汽轮机本身结构方面也还拥有潜力。譬如, 将汽轮机高压转子设计成具有更高的临界转速是非常合适的。从逻辑上讲, 若将叶片外缘设计成反动度为零的叶片装置, 就会大大减少或者完全消除气动激振力产生的可能性。而且还应致力于滑动支持轴承最佳结构的设计工作。实际上, 对于轴承支座采用最佳结构(其各向异性可以大大提高系统的稳定性)的可能性问题, 迄今尚未涉及, 也就更谈不上减振支承的使用问题了。至于围带上部汽封的最佳结构, 目前还处于研究阶段。

下一步工作的主要方向是研究汽轮机通流部分内的气动激振力, 首先是围带力及其减振的方法。一系列运行因素对低频振动的影响问题也有待于解决: 缺乏关于机组在各种运行工况下的汽封间隙大小和分布情况方面的资料, 对于支承反力、横向不同心以及其他影响轴承性能的因素还研究得很少。

只有把对系统振动稳定性的评价由定性转入定量, 即, 建立可靠的计算汽轮机稳定

性的方法，才有可能解决低频振动问题。

11-2、ЛМЗ (列宁格勒金属工厂) 的 K-800-240-3 型汽轮机的振动特性

全苏热工研究所与其乌拉尔分所共同对于装在乌格列哥尔斯克国家区域性电站的 K-800-240-3 型汽轮机组在不同运行工况下的振动可靠性进行了综合研究。按照文献〔11-7〕介绍的方法测量了汽轮机的振动和偏心情况。还借助86个热电偶对基础上部结构主要元件中的温度分布情况进行了研究。这些热电偶置于混凝土内深80—100毫米处，外接四台ЭПН-09型自动电子电位差计(图11-8)。

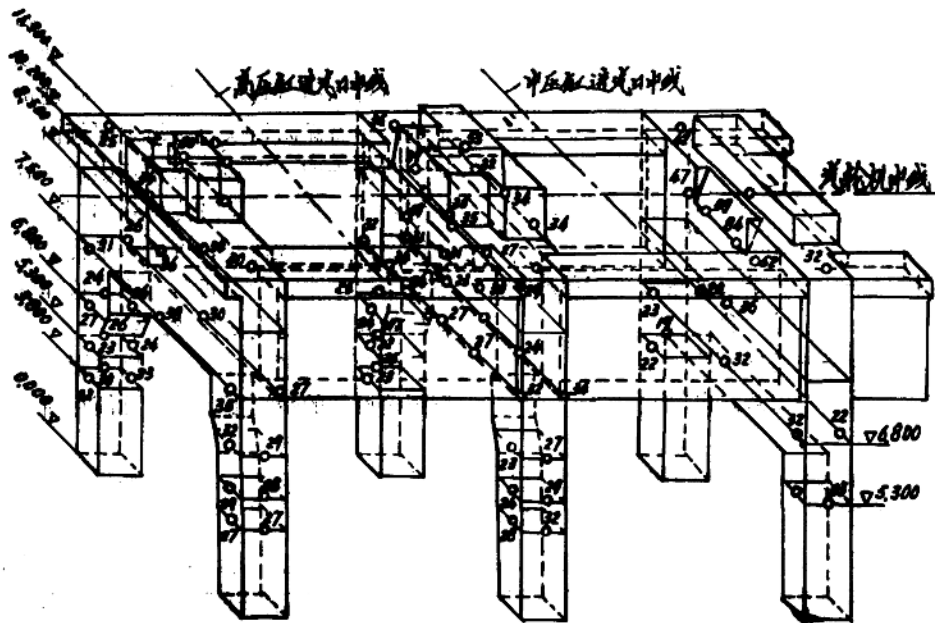


图11-8 ЛМЗ K-800-240-3型汽轮机组基础上热电偶安装图

数字表示所指各点的混凝土温度

热电偶均装在基础的前三个框架上，这里受来自中压缸和高压缸方面的温度影响最大。

按着ЛМЗ的计算数据，在刚性支承下同ТБВ-800-2型发电机连接的汽轮机轴系的临界转速是830, 1920, 2030, 2320, 2350, 2470, 2590, 2660转/分。

ЦКТИ (中央锅炉透平研究所)在计算时考虑了油膜的粘弹性和支承的柔度，得出的固有频率值列于表11-1。

表11—1 K—800—240型汽轮机组轴系横向振动的固有频率

转 子	临 界 转 速(转/分)	
	垂 直 方 向	水 平 方 向
高 压 转 子	1690	1090
中 压 转 子	1660	1020
低 压 转 子 1	1870	1040
低 压 转 子 2	1890	990
低 压 转 子 3	1800	1000
发 电 机		
1 型	750	560
2 型	2200	1550
3 型	4200	2920

这些数据与试验结果基本符合，试验结果整理成汽轮机组在垂直和水平方向上的振幅——频率特性（图11—9）。由该图可见，轴——静子——基础系统具有一系列共振频谱，（其振幅取决于转子的平衡程度）

特别应当指出轴系——支承——基础系统在垂直方向上的如下一些共振区：

385—410转/分……在高压转子——中压转子——低压转子3*——发电机转子的支承上具有最大值。

550—560转/分……在高压转子——中压转子——低压转子1*——低压转子3*的支承上具有最大值。

700—790转/分……在高压转子——低压转子1*—2*—3*的支承上具有最大值。

800转/分……轴系的所有支承均有。

1200—1250转/分……在高压转子——中压转子——低压转子2*的支承上具有最大值。

1600转/分……在中压转子——低压转子2*—3*——发电机转子的支承上具有最大值。

1700——1750转/分……在高压转子——中压转子——低压转子1*的支承上具有最大值。

1800转/分……在低压转子2*——低压转子3*——发电机转子的支承点上具有最大值。

1900转/分……在中压转子——低压转子1*的支承上具有最大值。

2000—2200转/分……在高压转子——中压转子——低压转子1*——低压转子2*的支承上具有最大值。

2400转/分……在高压转子——低压转子1°——低压转子3°的支承上具有最大值。

2500转/分……在高压转子——低压转子3°——发电机转子的支承上具有最大值。

2800转/分……在高压转子——中压转子——发电机转子的支承上具有最大值。

2900转/分……在低压转子3°——发电机转子的支承上具有最大值。

3000转/分……振动增大（这与轴在高速范围下系统的共振有关）。

轴系在水平方向的临界转速也以相类似的形式表示：

400转/分……在中压转子——低压转子1°——低压转子2°——发电机转子的支承上具有最大值。

870—900转/分……在中压转子——低压转子3°——发电机转子的支承上具有最大值。

1000——1150转/分……在高压转子——低压转子1°—2°—3°——发电机转子的支承上具有最大值。

1500转/分……在中压转子——低压转子1°—2°的支承上具有最大值。

1600转/分……在高压转子——中压转子——低压转子1°—3°的支承上具有最大值。

1660—1730转/分……在高压转子——低压转子1°—2°—3°的支承上具有最大值。

1800—1850转/分在高压转子——低压转子1°——发电机转子的支承上具有最大值。

2000—2100转/分在中压转子——低压转子1°—2°—3°——发电机转子的支承上具有最大值。

2400—2470转/分在高压转子——低压转子2°—3°的支承上具有最大值。

2800—2900转/分在低压转子3°——发电机的支承上具有最大值。

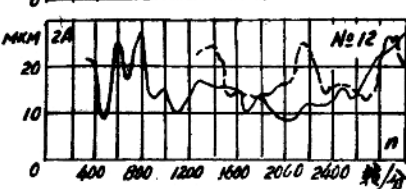
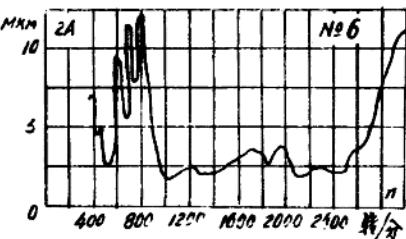
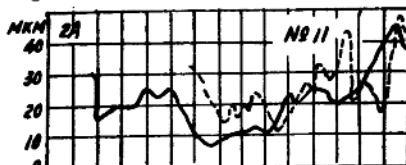
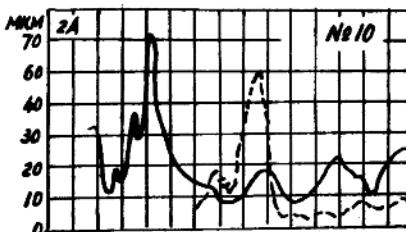
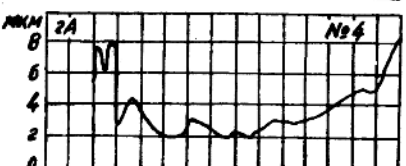
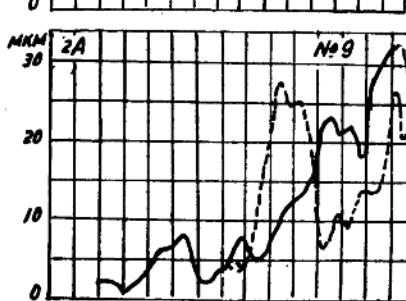
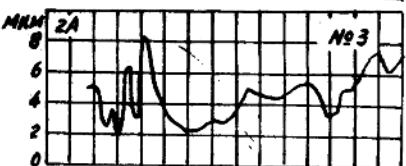
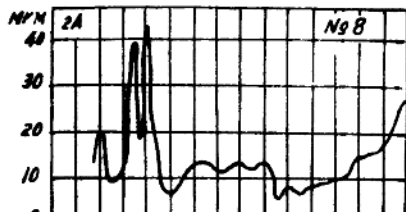
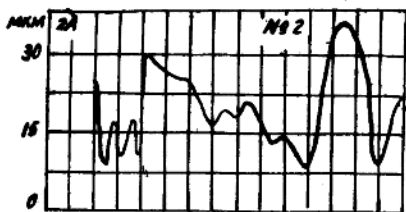
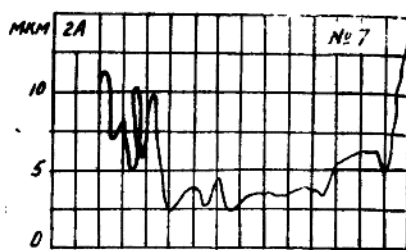
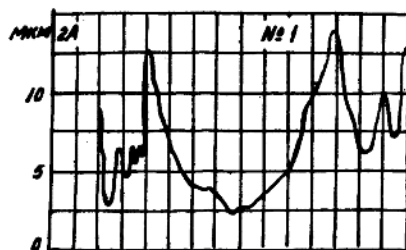
在升速和惰走过程中，共振转速值的偏差是相当大的：100—200转/分。这种现象被称为共振“滞后”。在此例子中，其发生原因是升速的时间（约5分钟）和惰走的时间（约20分钟）差别太大。

一些工厂采用高速动平衡机，从而保证了轴系的平衡完全令人满意。但是应当指出，3°低压转子——发电机支承的振动却略为增大，显然，这与支承反力在运行中重新分布有关。

对机组在达到工作转速后和在加负荷过程中的振动情况进行观察的结果表明，机组对热偏心是很敏感的。例如，当真空度变坏时，随着低压缸金属温度升高至80—85℃（到发电机同步时）3°低压转子——发电机的支承偏心达到1毫米，这可使邻近轴承的振动增加0.5倍左右。

随着基础和汽轮机汽缸逐渐加热，轴系支承的热偏心也出现了类似的情况，从而使轴承振动的平均值由20微米增加到40微米。

横向振动分量的实际值也有所提高（10—15微米），这是由于拾振器装在轴承盖上



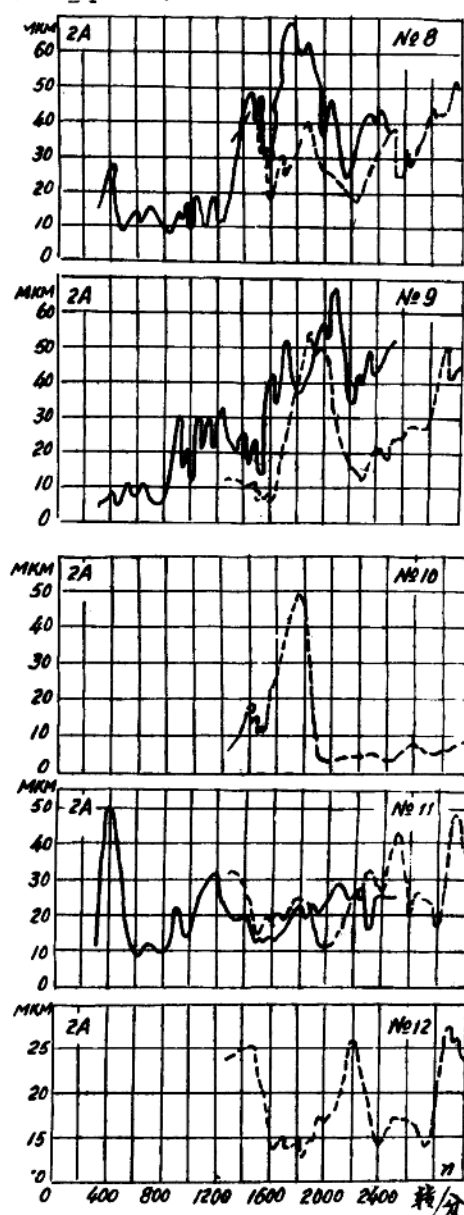
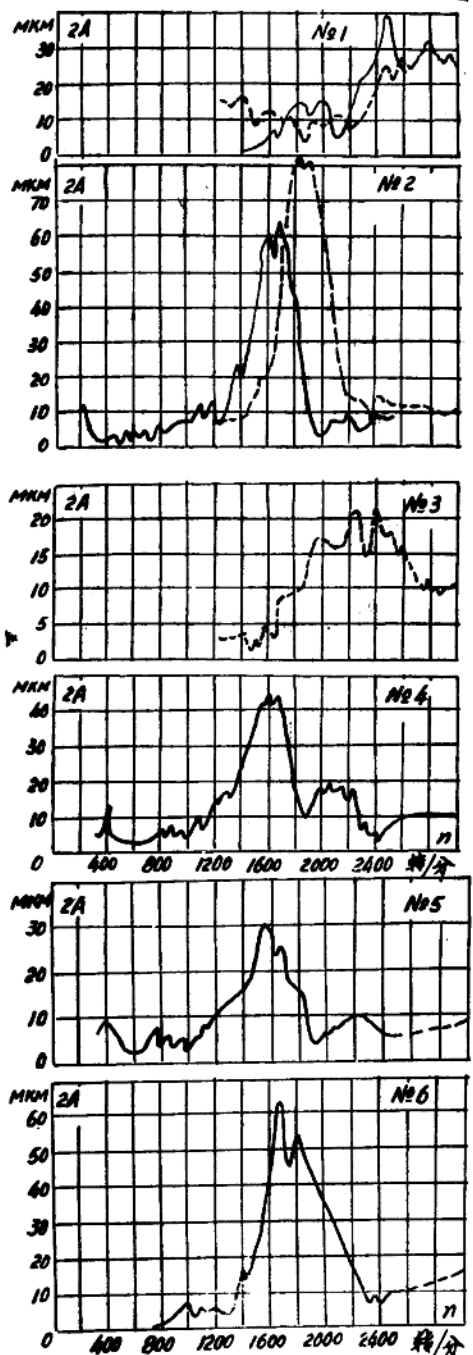


图11—9 ЛМЗ的K—800—240—3
型汽轮机与《Электросила》工厂的
ТВВ—800型发电机的轴——转子——基
础系统中轴承支承的振幅——频率特性
a——垂直方向
——升速



6——水平方向
.....惰走

而引起的。因此，当配备内置式事故供油箱时，拾振器（支承2—4、11）在水平中分面上方装得越高，实际值的误差就越大。

通过对基础受热情况观察表明，不同元件的最低温度随气候条件变化2—7℃。第一根梁的加权平均温度为32℃；在轴承箱支承底板下的温度值最大（50℃）梁的上部和下部的温度在机组中心线左右两侧的温度达到15℃，在标高7.5米处，温差达到了12℃，这是由汽轮机组整体布置、管道和辅机的布置所决定的。在标高8.5米处，由于受来自高压缸的强大热流影响，温度场的偏斜有所减小。

第一和第二两根梁的加权平均温度大致都是31℃，在第二个轴承箱支承底板下方达最高温度，其值为53℃。梁的温度分布表明，主热流的方向是从上往下的。靠高压缸一侧梁的温度要比靠中压缸一侧的高1—4℃。

第三根梁上的温度最不均匀。加权平均温度为42℃，此时基础元件的热状态首先是由汽轮机和蒸汽管道的绝热层安装质量决定的。

由于附近蒸汽管道的外壳和绝热层局部受损，第三根梁中段上部混凝土的温度达到了80℃。

第一框架立柱的算数平均温度为：右侧25℃，左侧28℃；第二框架相应为26和29℃；第三框架相应为23和24℃。

第一、二两框架立柱的温度水平相同，第三个框架立柱的温度要低3—4℃，这是因为1°低压缸的冷凝器直接靠近混凝土表面，它对立柱温度有很大影响。

用试验测定1°低压缸——3°低压缸轴承的真空下沉情况表明，支承的位移为0.16—0.18毫米（在转子装配时应当考虑这一情况）。在30万千瓦汽轮机中，此类位移超过了0.5毫米〔11—7〕，这证明80万千瓦汽轮机的汽缸具有较大的相对刚度。

由冷凝器中水的重量而引起低压缸轴承的下沉量，相对来说并不大——约0.1毫米。在机组以全冷凝方式运行，当负荷为80万千瓦时，机组处于热状态和机组处于冷状态时测量了支承轴承的相对标高，就可作出考虑到温度和真空度进行修正的轴系曲线（图11—10）

图11—10，δ示出了根据半联轴器的测量值而计算出来的相应的偏心量。在冷态时且冷凝器中充水达到工作高度的情况下，当装配轴系时，应当考虑到上述偏心量（取相反的符号）。

如果轴线在其高压缸——中压缸区段内出现的转折与沿机组轴向的自然温度梯度的图像一致，那么在发电机区段内的基础状态则有很大的不同。由于放在静子侧面的氢气冷却器对横梁有加热作用，发电机转子的后轴承抬高了0.6毫米，这就成为发电机在靠汽轮机一侧转子与静子之间出现偏心的原因。

在分析研究时，势必要计算偏心的极限允许值，以便估计其实际值。采用初参数法〔11—8〕对多跨距的轴进行计算，是分析的基础。

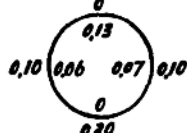
轴系轴承的允许不同轴度的判定准则由下述条件决定：

$$|R_i - R'_i| \leq 0.4 R'_i, \quad (11-7)$$

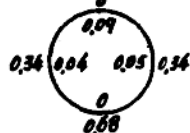
式中 R_i ——第 i 个支承点上的反力； R'_i 第 i 个支承点上在下述条件下的反力：



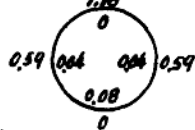
高压转子—中压转子
(以高压转子为基准)



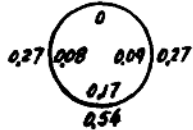
2nd级压转子—3rd级压转子
(以2nd级压转子为基准)



中压转子—1st级压转子
(以1st级压转子为基准)



3rd级压转子—发电机转子
(以3rd级压转子为基准)



1st级压转子—2nd级压转子
(以1st级压转子为基准)

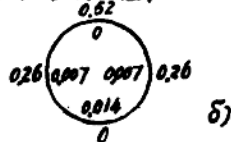


图11-10 K—800—240—3 + TBB—800汽轮发电机组转子运行时的偏心情况

a——考虑了轴承箱温度位移和真空下沉时的各转子位置；
1—12——轴承支承的编号；
6——根据半连轴器测量值而换算的偏心量。

$$\begin{cases} M_{i, i+1} = 0; \\ Q_{i, i+1} = 0; \end{cases}$$

式中 $M_{i, i+1}$ ($Q_{i, i+1}$) ——位于 i 和 $i+1$ 两个支承点之间的连轴器上的力矩 (横向力)。

相邻的半连轴器偏心度的影响 (它可用反力矩阵的系数来表示) 对于所有的支承来说都是很敏感的。例如, 第4和第5这两个支承之间的连轴器的偏心度对第2和第3支承反力的影响, 可用下述反力矩阵的元素表示:

系数	t_{2-3}	t_{4-5}	r_{2-3}	r_{4-5}
R_2	101.4	-24.40	400.0	-19.75
R_3	-150.8	75.70	-411.2	63.75

此处 R_2, R_3 ——支承的载荷系数, 吨力/厘米; t_{2-3}, r_{2-3} ——在2、3两支承之间的连轴器端向和径向偏心。

支承允许的不同轴度 (考虑了相邻支承的不同轴度的影响) 可以从联解不等式 (11-7) 和以下矩阵等式求得: