

多支承转子系统轴承载荷与 振动耦合特性研究

◎ 庞新宇 著

中国矿业大学出版社

China University of Mining and Technology Press

多支承转子系统轴承载荷与 振动耦合特性研究

庞新宇 著

中国矿业大学出版社

内 容 提 要

本书以大型汽轮发电机组的核心部件——多支承转子系统为研究对象,通过分析轴承位置变化和轴承载荷变化下各轴承载荷的敏感度矩阵,推导出轴承载荷变化位置的识别方程。对轴承载荷变化和转子振动的耦合性进行了研究,建立了轴承载荷与轴系振动的耦合模型。对多支承转子系统在升速、恒速和降速三个不同阶段的振动响应和轴心轨迹进行了仿真,并提出了基于轴心轨迹的轴承径向位置的模糊识别理论。对轴承载荷与系统振动进行了试验研究。

本书可作为机械工程、电气工程等相关专业本科生、研究生的参考用书,也可供现场相关专业工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

多支承转子系统轴承载荷与振动耦合特性研究/庞

新宇著. —徐州:中国矿业大学出版社,2013. 11

ISBN 978 - 7 - 5646 - 2144 - 5

I. ①多… II. ①庞… III. ①汽轮发电机组—转子—
轴承系统—载荷—研究②汽轮发电机组—转子—轴承系统—
振动—耦合—研究 IV. ①TM311.14

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2013)第 286191 号

书 名 多支承转子系统轴承载荷与振动耦合特性研究

著 者 庞新宇

责任编辑 王美柱 何晓明

出版发行 中国矿业大学出版社有限责任公司

(江苏省徐州市解放南路 邮编 221008)

营销热线 (0516)83885307 83884995

出版服务 (0516)83885767 83884920

网 址 <http://www.cumtp.com> E-mail: cumtpvip@cumtp.com

印 刷 江苏徐州新华印刷厂

开 本 890×1240 1/32 印张 5.5 字数 153 千字

版次印次 2013 年 11 月第 1 版 2013 年 11 月第 1 次印刷

定 价 35.00 元

(图书出现印装质量问题,本社负责调换)

前 言

随着汽轮发电机组等大型设备的日益细长化和复杂化,转子的支承点逐渐增多,对转子系统的状态监测和故障诊断也提出了更高的要求。多支承转子系统中轴承载荷是影响轴系稳定性的重要因素,同时轴承载荷的变化又与转子以及支承的振动存在耦合效应。单纯通过振动诊断技术可以诊断轴系失稳后产生的自激振动,但对于多支承转子系统自激振动的振源无法识别,这就给设备的维修和调整带来了巨大的困难。本书以大型汽轮发电机组的核心部件——多支承转子系统为研究对象,重点研究了轴承载荷变化与系统振动的耦合特性,研究结果一方面丰富了转子系统的振动诊断技术,另一方面为多支承转子系统自激振动振源的识别奠定了基础。

本书通过理论推导,提出了轴承径向位置(水平方向和垂直方向)的识别模型。首先通过集中质量得到多支承转子系统的简化模型,在此基础上利用传递矩阵求出静态和动态下轴承载荷的分配计算公式。其次研究了轴承径向位置变化和轴承载荷变化对各支承轴承载荷的影响,并得到敏感度矩阵。最后利用敏感度矩阵建立了轴承位置和轴承载荷的识别模型。

研究了试验台中轴承载荷工况监测的实现。轴承载荷的实时监测是轴系运行状况最直接、最有效的监测手段,但由于安装的限制,使得轴承载荷的现场工况监测存在难度。为了研究轴承载荷与振动的耦合关系,本书对多支承转子试验台的轴承载荷工况监测进行了研究,分析了轴承载荷动态测量的可能性,提出利用间接测量法实现对轴承载荷的动态测量。介绍了课题组设计的某轴承载荷传感器;通过标定实验、回归分析,得到其静态特性性能指标;针对动态特性

分别进行了采样分析、虚拟实验和有限元分析;重点研究了传感器的安装对转子系统动力学的影响。最后通过多支承转子试验台进行了实验验证。

提出了轴承载荷变化对多支承转子系统振动的耦合效应。针对轴承位置改变和扭矩扰动两种干扰源下轴承载荷的变化进行了动力学分析,研究了各支承点之间振动的传递性,建立了轴承载荷与转子系统的耦合振动模型,并通过龙格库塔法进行了数值分析。利用ANSYS软件对八支承转子系统进行了建模,计算了该系统的临界转速,针对柔性和刚性两种转子系统轴承径向位置变化与各支承点的振动特性进行了动力学分析与仿真,并得到各支承点的轴心轨迹特征,进一步提出利用轴心轨迹对轴承径向位置进行模糊识别的方法。

建立了八支承转子系统试验台,对轴承径向位置变化和扭矩扰动进行了模拟试验,得到了不同支承处的轴承载荷值、振动特性以及轴心轨迹图,利用试验结果对轴承径向位置的识别和耦合特性进行了实验验证。

本书不仅反映了作者在转子系统故障诊断方面的研究成果,同时也揭示了多支承转子耦合振动及扭矩受扰的故障特征。全书在注重内容和结构体系的同时,还意在探讨多支承转子系统在不同工况下故障诊断的新方法与新途径。

本书可作为普通高等院校故障诊断方向的教学用书,也可作为相关工程技术人员的技术参考书。

笔者对提供帮助和书中引用材料所涉及的个人和组织表示感谢。限于水平和经验,书中难免存在错误和不妥之处,恳请读者批评指正。

著 者

2013年6月

符 号 说 明

序号	符号	物理意义	说 明
1	C	半径间隙	$C=R-r$
2	D	轴瓦直径	$D=2R$
3	d	轴颈直径	$d=2r$
4	D	轴承孔径	
5	e	偏心距	轴颈中心与轴承中心的距离
6	F	油膜力	
7	h	油膜厚度	见图 1-1
8	L	轴瓦有效工作长度	
9	O	轴承中心	
10	O_j	轴颈中心	
11	R	轴瓦半径	$R=D/2$
12	r	轴颈半径	$r=d/2$
13	W	外载荷	
14	L/D	长径比	
15	Ω	转子转速	r/min
16	δ	轴承孔与轴颈间隙	
17	η	油的动力黏度	
18	φ	间隙比	
19	θ	偏位角	
20	ω	旋转角速度	rad/s
21	p	轴承比压	

目 录

1 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 国内外研究动态	3
1.3 主要研究内容	14
2 基于集中质量的轴承载荷分配计算	18
2.1 引言	18
2.2 轴系安装曲线与标高	18
2.3 轴承位置的变化	19
2.4 轴承载荷分配计算	21
2.5 实例分析	31
3 轴承径向位置与载荷变化识别	34
3.1 引言	34
3.2 轴承径向位置变化下单支承轴承载荷识别	34
3.3 轴承径向位置变化下多支承轴承载荷识别	38
3.4 某轴承载荷变化对系统其他支承轴承载荷的影响与识别	40
3.5 实例分析	42
4 轴承载荷的工况监测	45
4.1 引言	45

4.2	轴承载荷传感器的测量原理	45
4.3	轴承载荷传感器的静态特性	47
4.4	轴承载荷传感器的动态特性	52
4.5	轴承载荷传感器对转子系统动力学影响	62
4.6	轴承载荷实测试验	68
5	轴承载荷与系统振动的耦合模型	73
5.1	引言	73
5.2	轴承位置改变时的各支承处的振动耦合模型	73
5.3	数值分析及仿真	79
5.4	扭矩扰动对轴承载荷的影响分析	87
6	轴承载荷与系统振动的耦合分析	89
6.1	引言	89
6.2	转子系统的建模	89
6.3	转子系统的临界转速与振型	91
6.4	轴承径向位置变化对临界转速的影响	94
6.5	轴承径向位置改变下的系统振动响应	95
6.6	轴承径向位置改变下的转子轴心轨迹	105
6.7	基于轴心轨迹的轴承径向位置的模糊识别	111
7	试验研究	114
7.1	引言	114
7.2	相似理论	114
7.3	试验台设计	117
7.4	基于轴承位置变化的试验	126
7.5	基于扭矩扰动的试验	139
	参考文献	159

1 绪 论

1.1 研究背景及意义

机械设备故障诊断在现代工业生产中具有举足轻重的地位,不仅可以促进企业安全生产,而且为企业增产高效起到保驾护航的作用。从维修制度上看,已从过去的计划维修(包括事后维修和定期维修)向预测维修方向发展。通过获取设备的信息,判断其运行状况,当发现故障征兆时,及时进行维修处理,将故障扼杀在萌芽状态,避免造成严重的后果,同时减少机组开机盖和启停次数,大大节省了企业的人力和财力资源。

过去,由于机组故障而导致的恶性事故屡有发生。比如我国的大同电厂、秦岭电厂和朝阳电厂都曾发生过严重的机毁人亡事故^[1],造成了巨大的经济损失、人员伤亡以及社会影响,这使得人们对大型设备的状态监测和故障预防越来越重视。目前,大中型电厂普遍配备了在线监测系统,这些系统主要依赖于振动诊断技术。在机械故障诊断学的发展中,振动诊断技术发展得相对成熟。国内外学者已经总结了旋转机械典型故障的振动特征^[2],人们借助于这些结论可以快速准确地从振动信号中发现和预测故障,并有针对性地采取措施进行维修和预防。但是,随着科技的迅猛发展和人类对能源需求量的日益加大,各国的发电机组设备都在向大容量、大功率、高参数方向发展,轴系更加细长,结构也更加复杂,有些非典型故障已不能通过简单的振动特征来识别。比如1985年大同电厂发生的失稳事故就是一个例子。因此,对此类设备的稳定性和可靠性也提出了更

高的要求。

对于大型汽轮发电机组这样的多支承转子系统,轴承的工作状态决定着整个轴系的稳定运行。安装时,轴承的中心位置要满足转子的安装杨度曲线;运行时,转子的中心要位于轴承中的静平衡位置^[3]。一旦由于冷热态工况发生变化,地基下沉、热膨胀不均匀等因素使得轴承的位置发生改变,转子的平稳运行将被打破,如不及时采取措施,任其发展,将会出现油膜涡动、碰摩等现象,严重时可能引发油膜振荡、磨损甚至断裂。目前,对于此类故障尽管监测系统通过振动传感器可能发现故障特征,但并没有有效的途径去迅速识别故障点,判断轴承的具体位置,并及时给出合理的调整意见。

对于发电机组来说,造成轴系失稳的原因较多,其中轴承载荷的分配变化是主要因素。轴系中各个轴承的载荷分配具有时变性,如果能够获取到轴承载荷的信息就能了解整个机组的运行状况,并对未来趋势做出预测。因此,本书的主要目标是研究采取什么措施来得到运行中轴承载荷的相关信息,进而建立轴承载荷与运行状态的映射关系并给出调整方案。轴承载荷信息获取最直接的手段是在线测量,但是在线测量的实现方式有多种,如何选择最合理的测量方式呢?实际中测轴承载荷的传感器存在安装上的困难,而振动传感器则种类较多,且安装方便。从信息来源上,测振传感器有位移、速度、加速度传感器,分别适用于不同的频率和性能要求,且可实现接触式和非接触式测量;从振动机理上,过去的专家已从振动信号中提取了不同的信号特征,并建立了振动特性与一些故障之间的对应关系;从现场使用上,电厂的在线监测装置以及专家系统基本都包含振动信号的监测。振动信号中所包含的信息丰富。轴承载荷的变化改变了轴承和转子系统的动力学性能,与转子系统的振动特性之间必然存在映射关系。因此,本书也拟通过振动信息发现和识别轴承载荷的变化。

当前,大多数人都致力于研究故障诊断专家系统,而知识的获取成为制约专家系统的“瓶颈”。知识的获取必然建立在征兆获取和对

故障机理的深入研究上。本书从轴承载荷出发,分析轴承载荷的影响因素及轴承载荷对轴系稳定性的影响,通过试验研究轴承载荷与振动特性的耦合关系,提取故障特征,利用轴承载荷和振动信号识别轴承载荷干扰源的类型、位置以及大小。本书的研究内容填补了多支承转子系统类机械故障诊断的内容,具有重要的理论意义,同时对于现场设备的安全可靠运行和维修也具有科学的指导意义。

1.2 国内外研究动态

本书的研究内容属于机械故障诊断的范畴。机械故障诊断是一门综合性学科,对转子系统的故障诊断离不开转子动力学、传感器技术以及信号处理等学科的发展。而在转子动力学中,监测方法与诊断技术也属于该学科的研究范围,因此二者是密不可分的。本书针对转子动力学中轴承载荷、稳定性以及转子系统的状态监测方面的研究状况进行论述。

1.2.1 滑动轴承与轴承载荷

转子系统是由轴、滑动轴承和支承组成的一个整体,由于相互之间存在动力学相关性,因而有的学者也科学地将之称为转子—轴承—支承系统^[4]。目前,人们已公认这一提法,但考虑到名称的简化,通常还是习惯于称之为转子系统。

在转子系统中,滑动轴承是重要的组成部分。动压滑动轴承有圆柱轴承和可倾瓦轴承,本书主要研究圆柱轴承下的转子系统。滑动轴承对转子的动力特性有着很明显的影响。一方面,滑动轴承对轴系提供足够的阻尼,以保证机组在稳定状态下运行;另一方面,轴承的弹性又使转子的实际临界转速比刚性支承时要小,而且产生的交叉刚度是促使系统失稳的主要原因之一^[5]。

轴承承受的载荷 W 等于轴承的支承反力。不同状态下,轴承的支承反力不同。在静态下,油膜力几乎为零,这时轴给轴承施加的力 W 与支承反力大小相等,方向相反。运行状态下,油膜被带入轴与

轴承之间的间隙,形成油楔,产生了油膜力。滑动轴承在静平衡状态下,油膜力 F 与外载荷 W 相平衡,一旦两者失去平衡,轴会在轴承中产生涡动。通常这样来描述滑动轴承的工作状态,如图 1-1 所示,轴颈中心 O 在轴承中的位置可用偏心率和偏位角 (ϵ, θ) 唯一地表示。假设转子以某一恒定不变的角速度 Ω 旋转,且轴颈受的外载荷是不随时间变化的稳定载荷。在这一稳定状态下,轴颈中心 O_j 在轴承中的位置是不变的,并处在某一确定的偏心率和偏位角 (ϵ, θ) 上,轴承油膜施加给轴颈的油膜力 F 与轴颈受的外载荷 W 相平衡,这一平衡位置称为静平衡位置。如果轴颈在静平衡位置上受到外界扰动时,轴颈中心 O_j 在静平衡位置附近做微小的涡动。

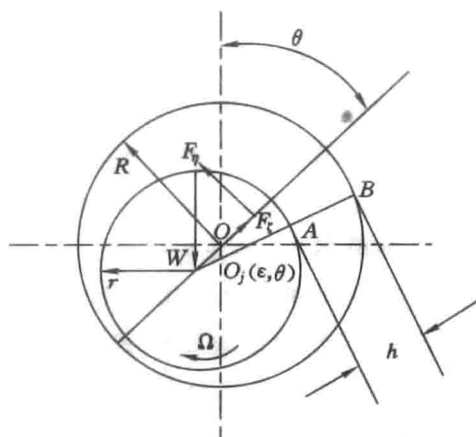


图 1-1 滑动轴承的工作状态

在静平衡位置上,油膜力 F 和外载荷 W 平衡。作用在轴颈上的油膜力沿两中心的连线方向和切线方向分解为 F_r 和 F_t 两个分力,它们与轴承载荷 W 三者构成封闭力系。一般情况下,一定的轴承载荷 W 与唯一的一组 (ϵ, θ) 相对应^[3,5,6]。

转子动力学中轴承载荷的分配计算对于轴系的设计、转子稳定运行和安全生产具有重要的意义。对于一个以两个滑动轴承支承的转子系统来说,根据静力平衡就可以很方便地求得每个轴承的支承

反力,而对于像汽轮机组这样的大型旋转机械,其轴系往往由多个滑动轴承支承,图 1-2 所示为国产 200 MW 汽轮机组轴系的结构简图。计算每个轴承的支承反力,就要解决静不定问题。

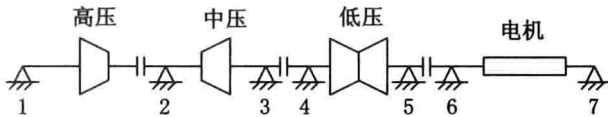


图 1-2 汽轮机组轴系结构简图

计算刚性支承下的静不定连续梁的负荷分配问题,有三弯矩法、传递矩阵法。

三弯矩法是材料力学中计算静不定梁载荷分配常用的方法之一,李建国利用该方法计算了“大型转子系统轴承负荷分配问题的研究”^[7]。徐龙祥提出利用传递矩阵法计算分布载荷下轴承负荷的分配问题,并与三弯矩法进行了比较,结果表明两种算法完全一致。

整个轴系是由几根不同的轴通过刚性联轴器连接后安装在多个支承上,由于轴系自重的影响,各支承沿垂直方向的高度是不同的。安装后为了不受额外的弯矩和扭矩作用,连接后的轴系应形成一条自然下垂的挠度曲线。如图 1-3 所示。

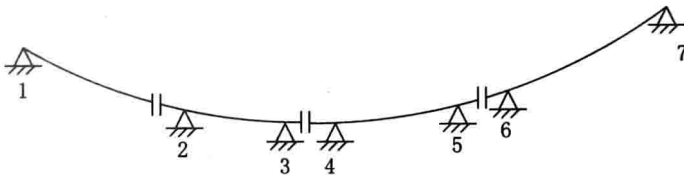


图 1-3 轴系的挠度曲线

在挠度曲线前提下,将轴分解为若干个不同的轴段,通过传递矩阵法将状态向量 (y, θ, N, Q) 从最左端传递到最右端。在传递过程中,通过已知的边界条件求得各支承的轴承载荷。为了准确计算轴承的实际载荷,必须计入轴承油膜的非线性弹性影响。计算时常分成两步进行:首先将滑动轴承看成是刚性支承,计算刚支下各轴承的

实际载荷;然后计入轴承油膜的非线性弹性影响,采用迭代算法计算轴承的实际载荷。

1.2.2 轴承载荷对转子稳定性影响

国外对转子动力学的研究已有一百多年的历史^[8]。1869年英国的 W. J. M. 兰金关于离心力的论文和 1889 年法国的 C. G. P. de 拉瓦尔关于挠性轴的试验是研究这一问题的先导。国内 20 世纪 80 年代,对转子动力学的研究达到了高潮,涌现出大量该领域的研究学者和研究成果,极大地推动了转子动力学的发展。转子动力学的研究内容主要有以下五个方面:临界转速、通过临界转速的状态、动力响应、动平衡和转子的稳定性。随着近代工业的发展,转子系统逐渐向高转速、大功率、柔性化的方向发展,它在提高转子性能的同时也引起了更严重的失稳现象。转子动力学的一个重要研究内容就是转子系统的稳定性分析^[9-13]。

概括地说,轴系稳定性是指轴系在工作中能否稳定运行的性能。轴系的工作参数(如转速、轴承载荷、油膜厚度、动静间隙等)变化时,会影响到轴系的稳定性能,使汽轮发电机组发生自激振动,这种现象简称转子失稳^[14]。

转子失稳的研究离不开流体润滑理论。1886 年 O. Reynolds 推出了油膜压力函数的微分方程,也就是著名的雷诺方程。经过将近一个世纪的发展,到 20 世纪 60 年代,经典流体润滑理论已经基本成熟。由 A. C. Hagg、B. Sternliht 及 J. W. Lund、J. Glineicke 等人提出通过线性理论来描述滑动轴承的动力特性,起初分别采用两个正刚度和正阻尼系数,之后又发展到四个与八个刚度和阻尼系数的轴承转子系统油膜失稳的线性理论,该理论解决旋转机械的小扰动问题已发展的比较完善并获广泛应用。文献[3-7]均给出了转子系统油膜失稳的机理。但按此理论设计的轴承仍不断发生润滑不良而失效或出现事故。从 20 世纪 80 年代开始,人们开始关注轴承转子系统的非线性失稳分析,因为在实际测量中发现,轴系运动中如油膜力、裂纹转子、碰磨及电磁力等的耦合过程,存在大量的非线性行

为^[15-18]。然而目前对轴系非线性因素的机理研究不够成熟,数学模型不够完善,因此,相应的非线性动力学行为及稳定性问题尚没有得到很好的解决。这是转子动力学研究的重要课题之一。

图 1-4 是滑动轴承在静止、静平衡和失稳三种状态时的受力图。转速 ω 越高,偏位角 θ 越大,失稳力 ΔF 就越大。超过一定转速时,失稳力将大于阻尼力,振动发散,此时的转速称为失稳转速 $\omega_{\times}$ 。设计要求失稳转速 $\omega_{\times}$ 应该高于工作转速 ω 的 25%。

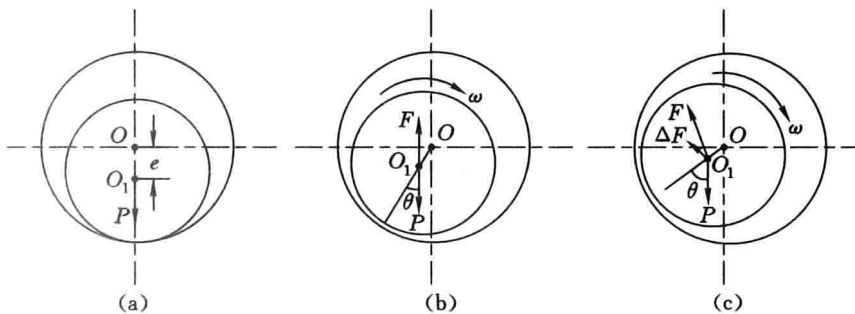


图 1-4 滑动轴承不同状态受力图

(a) 静止状态;(b) 静平衡状态;(c) 失稳状态

振动的突变在两种情况下都可以出现。一种是在升速过程中,当转速达到某一值后振动突变,此时所对应的转速就是失稳转速。另一种在转速不变的情况下也可以发生,说明在这样的转速下稳定性裕度非常小,任何轻微的扰动都可能导致失稳。还有一种情况是,振动可以突然出现,也可以突然消失,消失之后还可以再出现。

轴承稳定性的影响因素较多,人们已从实践中发现以下一些因素,如轴瓦顶隙过大、轴瓦形式、润滑油黏度高、温度低、比压低、长径比高、轴承座标高的变化^[15]。其中,轴承座标高的变化实质是改变了轴承的载荷,从而影响了轴承的稳定性。下面从两方面分析轴承载荷与轴承稳定性的关系。

一方面,承载系数 S_0 是描述轴承动态特性的一个综合性指标,又称为索马费尔德数,它的表达式为:

$$S_0 = \frac{p\psi^2}{\eta\omega} \quad (1-1)$$

$$p = \frac{P}{DL} \quad (1-2)$$

失稳转速是承载系数 S_0 的单值函数。图 1-5 是固定瓦轴承的稳定性图。从图中可以看出, S_0 越大, 轴承的稳定性越高。图中, ω_x/ω_k 表示失稳转速 ω_x 与转子刚性支承下一阶临界转速 ω_k 之比。由式(1-1)、式(1-2)可知, 轴承载荷 P 变轻, 会减小承载系数 S_0 的值, 从而使失稳转速提前, 降低轴系的稳定性。

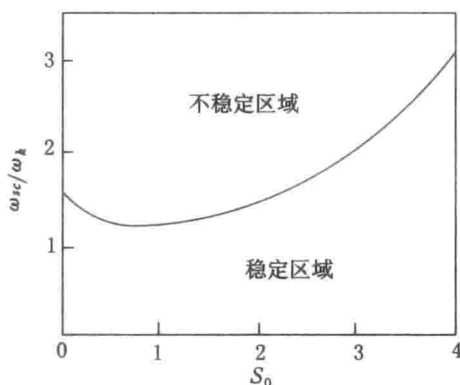


图 1-5 圆柱轴承的稳定性图

另一方面, 从轴承载荷对偏心距 e 的改变程度也可以分析出轴承载荷对轴系稳定性的影响。从图 1-4 可以直观地看出, 偏位角 θ 越大, 失稳力 ΔF 越大, 轴承越容易失稳; 反之, 偏位角 θ 越小, 轴承的稳定性越高。而偏心距和偏位角是一一对应的, 偏心距越大, 偏位角越小。当某支承处的轴承载荷 P 变大, 则轴颈与轴瓦之间的间隙 C 变小, 即轴颈中心与轴瓦中心的偏心距 e 增大, 而偏位角 θ 减小, 因此稳定性提高; 反之, 轴承载荷 P 变小, 稳定性变差。

文献[3]对国产 200 MW 机组标高变化后轴承载荷和失稳转速进行了计算, 结果表明, 当 5 W 抬高 1 mm 时, 6 W 载荷降低 28%, 失稳转速降低 15%。

过去,不少学者研究了轴承标高变化对轴承载荷的分配及轴系稳定性的影响。重庆大学黄文振提出油膜非线性弹性支承上多跨转子连续梁系统支承负荷分配分析的通用迭代方法,应用这一方法分析了汽轮发电机组轴承标高与轴承负荷之间的关系,讨论了标高变化原因及标高调整与稳定性的关系问题^[20]。刘荣强采用传递矩阵法计算了轴承标高变化对多跨轴系各轴承负荷分配、动特性系数、临界转速、不平衡响应及稳定性的影响。计算结果表明轴承标高对轴系振动及稳定性均有一定影响,对于稳定性不足的轴承须监测其标高变化^[21]。崔颖利用固定界面模态综合法对该模型进行降维,采用 Newmark 逐步积分法对降维后的动力学模型进行数值计算,得到转子在各种标高情况下发生油膜失稳的转速门槛值和轴承标高变化对系统动力稳定性的影响规律^[22]。戴其兵、彭泽军等均对大型汽轮发电机组轴承标高对载荷和稳定性的影响做了研究,对轴承载荷对标高变化灵敏度进行分析^[23,24]。杨建刚介绍了计算轴承负荷对标高变化灵敏度矩阵的方法在 600 MW 机组的计算结果,给出了不同轴承标高变化时轴承载荷的灵敏度示意图^[25],如图 1-6 所示。

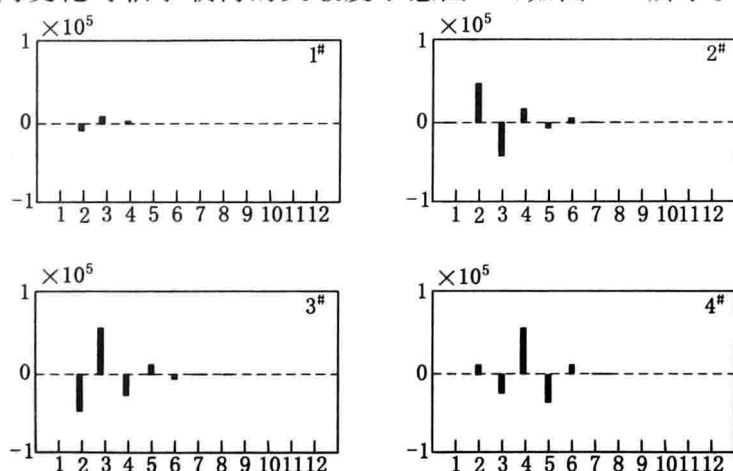


图 1-6 600 MW 机组不同轴承标高变化时
轴承载荷的灵敏度示意图