

TRANSACTIONS OF
K.C.WONG EDUCATION FOUNDATION
SUPPORTED LECTURES

王宽诚教育基金会

学术讲座汇编

主编 钱伟长

· 13 ·

1997

王宽诚教育基金会编

王宽诚教育基金会

学术讲座汇编

(第13集)

主编：钱伟长

王宽诚教育基金会编辑出版

为促进国内外学术交流 免费赠送有关单位

王宽诚教育基金会《学术讲座汇编》 第13集 1997年

编辑出版：王宽诚教育基金会

印刷：上海市印刷三厂

联系地址：王宽诚教育基金会上海学务办事处

(上海市延长路149号上海大学内，邮政编码：200072)

· 开本 787×1092 1/16 彩插1 印张 12.5 字数 440,000

1997年8月第1版 1997年8月第1次印刷 印数 1—1050册

谨以此书纪念本会创建人、故董事会主席王宽诚先生

王宽诚教育基金会

DEDICATED TO THE MEMORY OF MR K.C. WONG,
FOUNDER OF THE FOUNDATION AND THE LATE
CHAIRMAN OF THE BOARD OF DIRECTORS

K.C. WONG EDUCATION FOUNDATION



王寬誠先生

K. C. WONG (1907–1986)

王宽诚教育基金会简介

王宽诚先生(1907~1986)为香港知名爱国人士,热心祖国教育事业,生前为故乡宁波的教育事业做出积极贡献。1985年独力捐巨资创建王宽诚教育基金会,其宗旨在于为国家培养高级科技人才,为祖国四个现代化效力。

王宽诚先生在世时聘请海内外知名学者担任基金会考选委员会和学务委员会委员,共商大计,确定采用“送出去”和“请进来”的方针,为国家培育各科专门人才,并为提高国内和港澳高等院校的教学水平,资助学术界人士互访,用以促进中外文化交流。在此方针指导下,1985、1986两年,基金会在国家教委支持下,选派学生85名前往英、美、加拿大和西德、瑞士、澳大利亚各国攻读博士学位,并计划资助国内学者赴港澳讲学,资助港澳学者到国内讲学,资助美国学者来国内讲学。正当基金会事业初具规模,蓬勃发展之时,王宽诚先生一病不起,于1986年年底逝世。这是基金会的重大损失,共事同仁,无不深切怀念,不胜惋惜。

王宽诚教育基金会在新任董事会主席张二铭先生和胡百全、林延新等董事的主持下,继承王宽诚先生为国家培育人才的遗愿,继续努力,除按计划执行外,并开发与英国学术机构合作的新项目。王宽诚教育基金会过去和现在的工作态度一贯以王宽诚先生所倡导的“公正”二字为守则,谅今后基金会亦将秉此行事,奉行不辍。借此王宽诚教育基金会《学术讲座汇编》出版之际,特简明介绍如上。王宽诚教育基金会日常工作繁重,王明远、王明勤、林延新等董事均不辞劳累,做出积极贡献。

钱伟长

一九九七年八月

前 言

王宽诚教育基金会是由已故全国政协常委、香港著名工商企业家王宽诚先生(1907~1986)出于爱国热忱,出资一亿美元于1985年在香港注册登记创立的。

1987年,基金会开设“学术讲座”项目,此项目由当时的全国政协常委、现任全国政协副主席、著名科学家、中国科学院院士、上海大学校长、王宽诚教育基金会贷款留学生考选委员会主任委员兼学务委员会主任委员钱伟长教授主持,由钱伟长教授亲自起草设立“学术讲座”的规定,资助国内学者前往香港、澳门讲学,资助美国学者和港澳学者前来国内讲学,用以促进中外学术交流,提高内地及港澳高等院校的教学质量。

本汇编收集的文章,均系各地学者在“学术讲座”活动中的讲稿。文章作者中,有年逾八旬的学术界硕彦,亦有由王宽诚教育基金会考选委员会委员推荐的学者和后起之秀。文章内容有科学技术,有历史文化,有经济专论,有文学,有宗教和中国古籍研究。本汇编涉及的学术领域颇为广泛,而每篇文章都有一定的深度和广度,分期分册以《王宽诚教育基金会学术讲座汇编》的名义出版,并无偿分送港澳和国内外部分高等院校、科研机构 and 图书馆,以广流传。

王宽诚教育基金会除资助“学术讲座”学者进行学术交流之外,在钱伟长教授主持的项目下,还资助由国内有关高等院校推荐的学者前往欧美亚澳参加国际学术会议,出访的学者均向所出席的会议提交论文,这些论文亦颇有水平,本汇编亦将其收入,以供参考。

王宽诚教育基金会学务委员会

凡 例

(一)编排次序

本书所收集的王宽诚教育基金会学术讲座的讲稿及由王宽诚教育基金会资助学者赴欧美亚澳参加国际学术会议的论文均按照收到文稿日期先后或文稿内容编排刊列，不分类别。

(二)分期分册出版并作简明介绍

因文稿较多，为求便于携带，有利阅读与检索，故分期分册出版，每册约 150 页至 200 页不等。为便于读者查考，每篇学术讲座的讲稿均注明作者姓名、学位、职务、讲学日期、地点、访问院校名称。国内及港澳学者到欧、美、澳及亚洲的国家和地区参加国际学术会议的论文均注明学者姓名、参加会议的名称、时间、地点和推荐的单位。上述两类文章均注明由王宽诚教育基金会资助字样。

(三)文字种类

本书为学术性文章汇编，均以学术讲座学者之讲稿原稿或参加国际学术会议学者向会议提交的论文原稿文字为准，即原讲稿或论文是中文的，即以中文刊出，原讲稿或论文是外文的，仍以外文刊出。

惠 存

王宽诚教育基金会敬赠

年 月 日

目 录

CONTENTS

1. 现代支承技术和轴承——转子系统动力学.....虞 烈(1)
2. 轴承——转子系统的振动控制虞 烈(21)
3. Coupled Dynamics of a Rotor-Journal Bearing System Equipped with Thrust Bearings虞 烈(47)
4. Sociology and the Study of Ethnicity Theory白杰瑞(67)
5. Characters and Explanations
—Xun Gu Xue and Hermeneutics潘德荣(85)
6. Oscillation of Neutral Delay Difference Equations with Summable Coefficients王志成(89)
7. Mechanism on Synthetic Mode of Ion Beam Inhibiting Metal Corrosion孙官清(95)
8. A New Ion Implantation Device孙官清(103)
9. Characteristic and Improvement of Freeman Type Ion Source孙官清(107)
10. Studies on the New Type of Cholinergic Receptor Agonists陆 阳(111)
11. 新缩瞳药包甲素及其类似物的构效关系和构象分析陆 阳(113)
12. 参加第三十一届医用化学国际会议及对法国巴黎地区有关院校顺访的情况陆 阳(119)
13. Liquid Electrical Resistivity and Solid Behavior of Pb-Sb Alloys边秀房(123)
14. 国际第九届液态及非晶态金属会议情况边秀房(129)
15. Associative Memory-based Intelligent Control of Ship-steering Systems ...徐宁寿(131)
16. 参加第三届欧洲控制会议及顺访英国情况徐宁寿(143)
17. Three Dimensional Laser Micro-Machining李力钧(147)
18. 结构方程式之吻合概念及常用指数之比较侯杰泰(157)
19. 当整函数与它的线性微分多项式有两个公共值时杨重骏(167)
20. 澳门与微型经济体系杨允中(179)

现代支承技术和轴承—转子系统动力学

虞 烈☆

学 科 发 展 史

流体润滑理论: 轴承, 作为支承的主要形式之一, 差不多和旋转机械同时问世。人类运用润滑方面知识的记载, 最早可以追溯到公元前3000多年^[1]。

就连我们的老祖宗孔夫子当年周游列国时所坐的牛车也一样少不了轴承——车轱辘安在两个套筒中, 每隔一段日子他的弟子就得往车轴上抹一点油, 这样, 轮子可以转得更加利索些。

支承的定义还可以更扩展些, 不必局限于轴承的概念。支承是指在一对彼此间具有相对运动的运动付中起到隔离和力传递作用的机械零部件——并且大多数场合下是指不动件一方。这样支承就不仅包括了轴承(在转动付中), 还包括往复机械中的导轨(在滑动付中), 以及其他起支承和悬浮作用的部件。

人类对支承技术重要性的认识有一个过程, 最初, 支承只是被作为一种辅助性技艺来对待, 登不了大雅之堂的。以轴承为例, 为了传递力, 在轴承中发生摩擦和磨损几乎是不可避免的, 从而消耗了许多用来驱动机器的能量, 也正是由于在轴承中发生磨损, 从而导致设备性能日趋恶化的危险, 并最终给设备的经济寿命强加了一个极限, 一座核电站或者一辆牛车的维修, 可能都是起因于需要消除和克服磨损所带来的直接影响。也正是因为如此, 甚至至今在一些人的认识中, 轴承还仅仅被规入“易损件”或至多是“关键零部件”的范畴。与支承或轴承紧密相连的润滑技术, 在过去相当长一段时期内也只是被认作为一种带有浓厚经验色彩的技艺而已。

轴承和润滑技术真正开始成为一门科学, 最早也许可以上溯到1879年, 英国机械工程学会在这一年任命了一个专门委员会, 开展运动付间摩擦问题的调查^[2]。

就滑动轴承而言, 清楚地认识到在轴承中流体动压力的存在, 其功绩当首推 Tower (1885)^[3], 他在研究大都会铁路上所常用的径向轴承时, 工作过程中照例需要将轴承承载顶部的油孔塞住, 在其进行油池润滑试验的过程中, 发现塞子总是被弹出来, 这表明在轴承中存在着油膜压力(图1)。

就在 Tower 这一实验的第二年, 即1886年, 著名的 Reynolds 方程问世。Reynolds 描述了两运动表面间运动速度、表面几何形状、润滑油粘度与油膜压力分布之间的关系, 从而奠定了一大类流体润滑轴承研究的理论基础^[4], 也因之而带动了一门新兴学科——流体润滑理论及轴承技术的诞生、发展与繁荣。

☆作者虞烈, 是西安交通大学教授, 于1995年11月由王宽诚教育基金会资助, 在香港理工大学及香港科技大学讲学, 此为讲稿部分。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} + 2V] \quad (1)$$

式中, p 为油膜压力, U_1, U_2 依次为两表面的切向速度, V 表示两表面移近的速度, μ 表示隔开两表面的流体的粘度, h 则表示流体膜厚度, x 为运动方向上的坐标, z 为垂直于运动方向的坐标。方程(1)对图1的轴承内部压力分布可以作出完美的解释。

100多年过去了,尽管 Reynolds 方程在实际应用中要受到一些极端参数的限制,但其基本形式并没有根本性的改变,在大多数场合,理论和实验都证明了 Reynolds 方程的正确性。

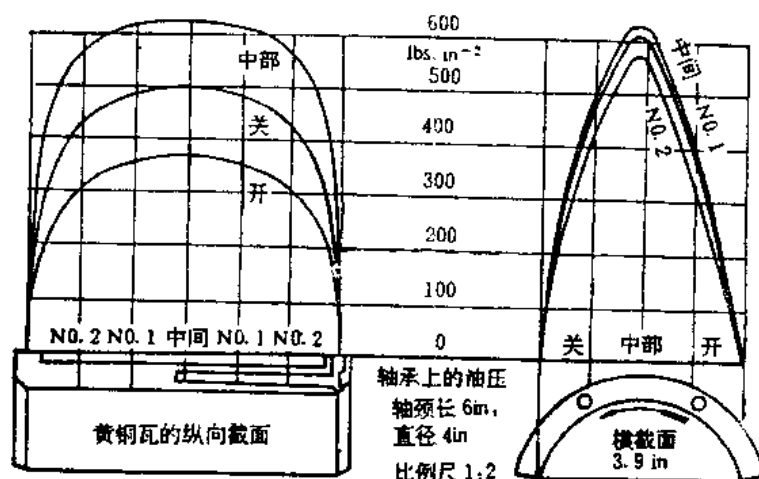


图 1 B. Tower 的试验

转子动力学:差不多在同一时期,由于蒸汽轮机的发展,刺激了另外一门学科《转子动力学》的诞生,它是从力学之中派生出来的一个分支。最早见诸于文字的关于转子动力学的报道发表于1869年——Rankine 在题为“On the Centrifugal Force of Rotating Shaft”的论文中,首次研究了一根两端刚性铰支的无阻尼均匀轴在其初始位置受扰后的平衡条件,并提出了临界转速的概念。由于略去了柯氏力的影响,Rankine 得出了转子不可能在一阶临界转速以上运转的结论。这个论断的影响差不多整整持续了半个世纪,使得工程界一直相信不可能设计出超临界工作的机组。到了1919年,英国动力

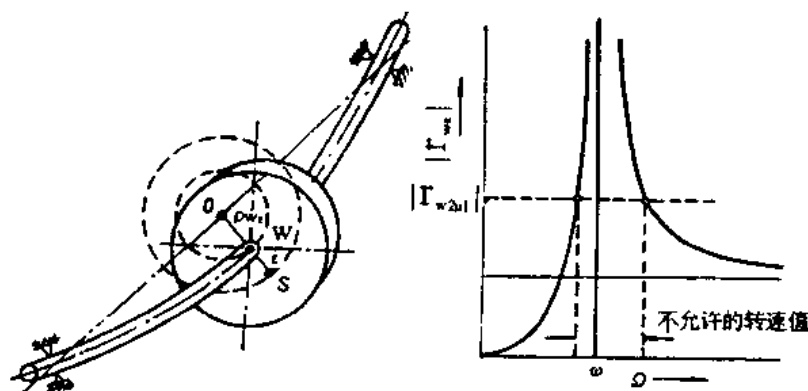


图 2 Jeffcott 转子

学家 Joffcott 研究了一个两端刚支的单质量弹性转子, 阐述了当转子处在超临界状态下运动时, 由质量不平衡所引起的振幅, 因转子的自动对中效应将逐渐减小, 最终将趋于一定常值 (图 2) [5]。这是有关转子动力学观念的第一次变革: 转子可以被设计成在超临界转速区运行, 从而设计和制造出转速和效率都更高的涡轮机、压缩机、水泵等。

也只是在这一时期内, 在此领域内的研究内容和《转子动力学》这一名词的内涵是比较吻合的: 支承的作用被理解为仅仅承受转子的静态载荷、而与转子的动态行为无关。体现支承作用的两大要素被完全掩盖于刚性支承假设之下: 支承的安装位置及几何尺寸由于和转轴本身的长度参数混同在一起被折合到转子的临界转速估算之中; 而支承本身的固有属性——刚度和阻尼特性由于刚性假设而被强制取消。这样把旋转机械所需要研究的轴承—转子系统的内容强行归入经典转子动力学范畴, 这不能不说是一种不幸, 以至于直到今天, 在许多场合科学家们还不得不反复纠正这种片面性和由此带来的副作用。

自激振动——轴承—转子系统动力学萌生的直接原因

随着旋转机械转速的提高, 上述两门学科, 流体润滑理论及轴承技术和转子动力学, 虽然一方面仍旧依照各自原有的模式独立向前发展, 另一方面由于两者之间紧密的内在联系而日趋合一。形成这种态势的工程背景是在许多旋转机械中出现了新的问题——自激振动。本世纪二十年代, 美国通用电气公司研制的一种高炉用鼓风机, 出现了一系列的振动事故, 当机组处于超临界状态运行时, 转速一旦超出某一界限值, 就伴随有剧烈的亚谐波振动, 对于油润滑轴承, 甚至企图将转子转速提高到一临界转速的两倍左右都极为困难, 这一新的门槛转速或界限转速成了提高机组性能的新的障碍, 而且人们对造成这种振动的真正原因以往知之甚少。Newkirk 在 “Shaft Whipping” 一文中对上述振动现象作了报道, 指出正是这种前所未见的“自激”导致了转子的破坏 [6], 之后又进一步提出了这种振动可能源起于油膜 [7]。以后学术界都把 [6] 看成是关于转子稳定性研究的第一篇文献, 而从今天的角度来看, 还不如说它标志着上述两门学科的合二为一以及《轴承—转子系统动力学》的诞生来得更合适些。从这以后, 转子, 也只是作为系统中的一个功能部件, 在整个系统动力学研究中原先所占有的特殊地位一天天被削弱, 而最终回复到和支承以及其他零部件一样平等的地位。“转子动力学”定义中原先所含的局限性也不断地被克服, 而最终不得不被“轴承—转子系统动力学”所包容。因为大多数涉及稳定性问题的讨论, 就不可能只与单个零部件有关, 而只能是关于“系统动力学”的问题。迄今为止, 已经发现存在着多种可能导致系统自激的因素。在这些因素中, 被研究得最为透彻的首先是轴承力。

动态油膜力: 为了寻找自激振动的原因 Stodola (1925) 和 Hummel (1926) 对油润滑轴承引入了油膜弹性的特征, 指出对于这类本质上是非保守的支承弹性系统, 有可能产生不稳定因素 [8,9]。

由于轴颈悬浮在油膜上, 计入油膜弹性之后的位移扰动和动态油膜力之间的关系就可以表示成如下矩阵形式

$$\begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{xz} & h_{xy} \\ h_{yx} & h_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} \quad (2a)$$

$$\text{或} \quad [X] = H \cdot F \quad (2b)$$

以上 X , H 和 F 依次为位移矢量、柔度矩阵和油膜力矢量, 由于在柔度矩阵 H 中 $h_{xy} \neq h_{yx}$, 因此系统有可能不稳定。 H 中的柔度系数可以由分析计算得到, 也可以由实验确定。这一解释由于未曾计及油膜的阻尼作用虽然显得不那么成功, 但已经开始接触到由于油膜作用而导致系统失稳的本质。现在我们知道, 的确, 油膜刚度的交叉耦合影响是系统失稳的主要原因。

Swift(1937) 根据计算表明: 对于一个不承受载荷的轴承, 转子将处在与轴承同心的位置上运转, 或以等于轴速度之半的角频率作轨道运动, 这样的运动常在轻载轴承中出现^[11], 即半速涡动。Cole 和 Hughes(1956) 采用透明轴承观察涡动与润滑膜形状之间的联系, 发现仅当轴承内油膜保持完整时涡动才会发生, 偏心率通常都在 0.1 以下, 转子涡动频率与旋转频率之比界于 0.48~0.506 之间^[12]。基于类似目的的研究还可以在文献[13~16]中找到。此外来自空气轴承支承的转子系统的稳定性方面的报道与油润滑轴承的情况也十分相似, 随着转速的提高, 系统将产生“气膜涡动”和失稳^[17~19]。

上述研究在60年代达到了高潮^[20~24], 同时也带来了轴承—转子系统动力学的空前繁荣。Lund(1965) 首先解决了将滑动轴承和转子结合在一起研究系统的稳定性的方法^[25], 油膜的动态效应在线性范围内被 8 个刚度系数和阻尼系数来表征(图 3)。

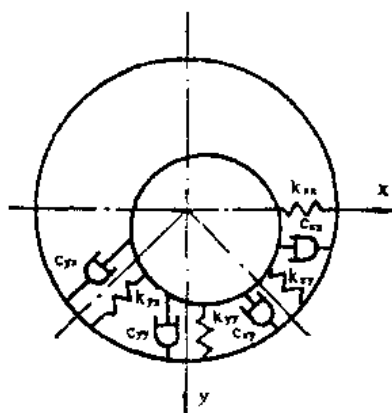


图 3 膜油力作用示意图

$$\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{xx} & d_{xy} \\ d_{yx} & d_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (3)$$

这种线性化了的刚度、阻尼系数最终使得在线性范围内将转子和轴承放在一起处理成为可能。Tondl(1965) 在一个试验台上成功地演示了由于油膜动态力的激励、系统失稳的演变过程^[26]。图 4 中表示了一个支承在滑动轴承上的对称单质量弹性转子的轴颈在垂直方向上的振幅增长情况和振动频率随转速变化的规律。

随着转速的上升, 转子同期振动的振幅逐渐增大, 在大约 1000 转/分左右通过临界转速, 由于轴承的阻尼作用, 其共振振幅表现为有限值, 在 1000 转/分之后, 同期振动振幅急骤下降并很快趋近一常值。转速继续提高, 大约在 2700 转/分附近, 突然出现了振幅很大的振动, 此时的振动频率并非旋转频率, 几乎就是转子在共振时的频率 (1000 转/分)。这就是典型的由滑动轴承效应导致的系统自激振动, 由于它是由油膜引起的, 所以被称为“油膜振荡”。Glienicke (1966) 对滑动轴承线性化了的 8 个刚度、阻尼系数进行

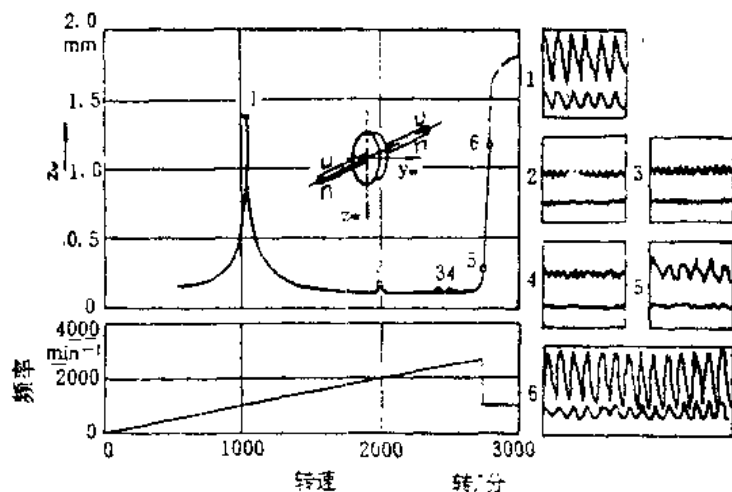


图 4 转子振幅和振动频率与转速的关系

了更为系统的理论和试验研究^[27]。

在世界范围内,相继报导了由于滑动轴承诱发的各类机组自激振动乃至灾难性事故,日本海南电站 3 号机组 (600MW) 在 1972 年由于油膜振荡而发生的毁机失火事故就是典型的例证^[28]。

支承的重要性一下子被突出到决定性的地位,在许多场合几乎支配着整个系统的稳定性,为了克服油膜的自激因素,差不多所有可能被利用的轴承形式都被不同程度地研究过 (图 5)。在一些工业发达国家都相继开展了旨在测定油膜动特性系数的实验研

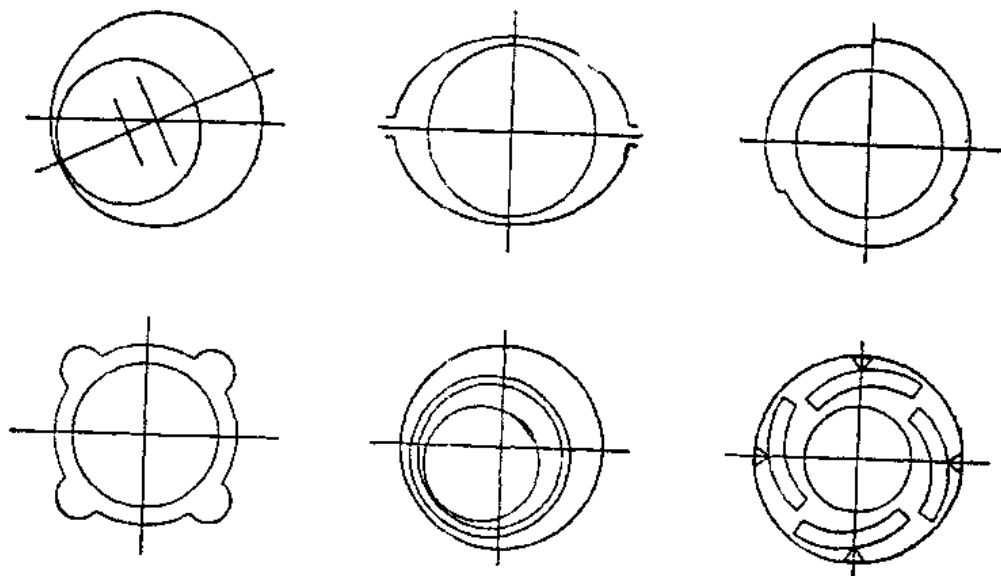


图 5 动压滑动轴承的结构型式

究^[29~48]。一些原来在经典转子动力学范畴内发展起来的轴系临界转速计算方法,如 Myklestad—Prohl 法, Ricatti 传递矩阵法在此期间内都被重新加以改造以适应考虑弹性阻尼支承影响的需要^[47~49]。可倾瓦轴承由于增加了系统的自由度和引入了瓦块的摆动效应,在很大程度上改善了系统的稳定性,并被一度认为是理想状态下本质和天然稳

定的,但稍后进一步的研究却表明:试图寻找这类天然或本质稳定的轴承的努力是徒劳的——除了瓦块惯性的影响之外,在一定的涡动频率下可倾瓦轴承有可能导致“负阻尼”效应而最终导致系统自激^[50~54]。

那些在以前各种转子动力学教科书中被列为主要研究内容的如:

临界转速计算;

不平衡响应分析;

瞬态响应分析;

转子残余不平衡量与动平衡技术;……

上述研究中没有哪一项是可以离开支承轴承而独立进行的,更不用说论及系统的稳定性估算了。

以转子的临界转速为例,刚支时的临界角频率这时为系统的复特征值所代替,由于油膜刚度和阻尼的引入,系统的共振转速通常比刚支临界转速要低,而且由于油膜在许多轴承中的各向异性作用,这样的共振频率通常将分裂成两个。在许多情况下,由于油膜提供了阻尼,转子通过临界转速区的振幅得到有效的抑制,使得系统在升速过程中可以极为顺利地跨越一个个的临界转速区。九十年代由 Glienicke 等所进行的关于推力轴承对转子横向振动的影响的研究最终把转子弯曲振动和轴向振动联系起来,在一些场合,推力轴承所呈现的对弯曲振动的强耦合效应使得以往按照传统方法计算的“临界转速”几乎失去了其实际意义^[55,56]。

轴承—转子系统动力学对振动力学发展的促进也是极为重要的,由于轴承油膜动态力的引入,常见的二阶力学系统的系统方程

$$M\ddot{X} + K\dot{X} + C\dot{X} = F(t) \quad (4)$$

中所含的系统刚度阵 K 和阻尼阵 C 都不再是对称的了。在某些特殊场合,甚至 M 阵也不再对称。

可以毫不夸张地说,导致六十年代、七十年代转子动力学研究出现一系列革命性变化的因素莫不与流体润滑理论及支承技术有关,当今著名学者如 Lund, Glienicke, Hori 等,在促进两门学科的融合和系统动力学研究方面都具有较深的造诣,而首先采用《轴承—转子动力学》这一名词的, Lund 是第一人^[49]。

其他激励因素

蒸汽激振:除了油膜力之外,类似的由于流——固耦合作用而引起的系统自激因素还包

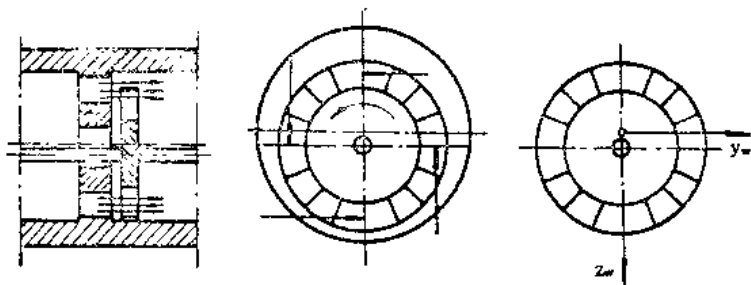


图 6 间隙蒸汽激励机理

括由于叶轮叶片与静子间的气隙效应所产生的气隙激振力。

在透平机械、燃气轮机和压气机转子上通常装有叶轮,气流在叶轮四周沿轴向流过。当转轴无扰动位移时,各叶片与外壳间的径向间隙相同,气流将沿周向均匀分布,各叶片所受到的切向力的合力将只是一合力偶,而一旦转子发生径向偏移导致叶轮也随之偏移,这时各叶片顶端和外壳之间的间隙不再相等(图6)。这样,在间隙减少处,由气流所引起的切向力增强,而在间隙增大处,切向力减小,这样由于叶轮的径向扰动 y 而造成沿偏离方向的切向力大于相反方向上的切向力,总的合成为一对力偶和作用在叶轮中心处的与扰动 y 垂直的合力 ΔF_y , ΔF_y 起到促使转子正向涡动的作用,这种力系叶轮端部的气隙效应所致,被称为 Alford 力^[57],在蒸汽透平中,“蒸汽激振”也属于这种情况,这时系统在空载时总是稳定的,而在带负荷运行时,当蒸汽量达到或超过某一门槛值时,由于叶片气隙效应的不断增强,激励转子产生剧烈的弯曲振动,因而限制了负荷的增加、影响了机组的出力^[58]。

在小扰动情况下,上述动态激励力与扰动位移间的关系通常被简化成

$$\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & k_{xy} \\ -k_{yx} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (5a)$$

密封力:密封力也可以归入 Alford 力一类。其动力学原理和动压滑动轴承作用机理极为相似,无论是齿形密封、迷宫密封或者是环压式密封,都是利用转子相对于静子的高速旋转、从而使得被密封介质在间隙区中形成与滑动轴承相似的流场、造成高压区,进而达到密封的效果。两者不同的地方在于:

- (1)通常密封间隙多比轴承间隙来得大;
- (2)如果被密封介质是气体,应当考虑流体的可压缩性;
- (3)由于密封腔形状,流态通常是紊流的;
- (4)密封力在横截面上通常具有对称性,而交叉耦合项则呈反对称性;
- (5)当密封介质是工作介质时,密封力的大小与负荷有关。

在许多情况下,尽管密封力要比轴承油膜力来得小,但造成的危害却可能是致命的:70年代,Childs 曾经报道过美国航天飞机中高压燃料泵转子由于密封原因造成很大的分频涡动、以致转子无法达到额定转速的情况^[59];Ehrieh 在[60]中则提供了在压缩机中由于气流激振而导致系统失稳的典型例证。

当一样采用线性化假设时,密封产生的气流激振力一般可表示为

$$\begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ -k_{xy} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} d_{xx} & d_{xy} \\ -d_{xy} & d_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (5b)$$

式(5a)、(5b)事实上都可以统一成和式(3)一样的形式,它们导致涡动发生的原因差不多都是由于存在着一个垂直于转子位移扰动方向的“促涡力”,但在具体的数值分析过程中,这种由流—固耦合,尤其是气固耦合所产生的激励力的模化和计算要更加复杂得多。

材料内阻尼:转子的内阻尼力起源于圆盘和转子轴向纤维之间的相对转动,从力学上讲是由于材料应变滞后于应力所致。内阻力随轴弯曲挠度的增加而增加,同时也随圆盘和动坐标系间相对转速的增强而增强。对于高速旋转的粘弹性轴,当转轴变形时,转子横截面上的应力中性线和应变中心线不再重合,于是就出现了与转轴扰动方向垂直的切向