维普资讯 http://www.cqvip.com

第26卷 第3期 太原工业大学学报 Vol.26 No.3
1995年9月 JOURNAL OF TAIYUAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Sept. 1995

⑦

影响系数法用于汽轮机转子低速动平衡

38-43

赵念平 马素霞 TK263.61
(热能工程系)

A

摘 要 将汽轮机转子高速动平衡常用的影响系数法用于发电厂现场低速动平衡，在理论上证明完全可行，在实验台转子及电厂汽轮机转子上实际应用后，亦取得了减少启动次数、缩短平衡时间和提高平衡精度的效果。

关键词 汽轮机转子；影响系数法；低速动平衡
中国图书资料分类法分类号 TK268.1

0 引 言

目前，大多数发电厂进行汽轮机转子现场动平衡时，仍然较多采用在低速平衡台上进行两端轴承同时松开或一端松一端紧的常规动平衡方法。具体有试加质量周移法、两点法和三点法等。由于这些方法只测振幅不测相位，试加质量次数及启动次数都较多，而且需要反复多次的试验性平衡，故相对费时费力，平衡精度也受到限制。而同时测振幅和相位的影响系数法是一种运算方便、物理意义明确的平衡方法。它具有同类机组的通用性、便于计算机计算、适用多平面平衡且易于掌握等许多优点，因而使用比较普遍。但这种方法以往较多应用于高速动平衡，没有或很少用于发电厂的现场低速动平衡。本文试图通过理论分析及应用实例来说明：影响系数法用于汽轮机转子现场低速动平衡理论依据充分、实践应用可行，且能取得较满意的平衡效果。

1 理论分析

影响系数法在测取振动信号时，需要振幅、相位同时测。转子在低速（要求在第一临界转速的0.3倍以下）时能不能测出相位呢？回答是肯定的。实际上，转子在低速平衡台上是利用转子—轴承系统的共振原理进行振动的放大和平衡的。其振动微分方程的解表明，在确定的转速下，转子某确定测点处的振幅 y 及振幅与不平衡所在位置的相位差角 φ 共同构成一个确定的振动矢量。这一特征无论是两端松开时的一阶、二阶共振情况还是单端松开的另一

① 本文1994年8月30日收到。

维普资讯 http://www.cqvip.com

阶共振情况均是具备的。这里以两端轴承松开为例简要说明之。

1.1　静不平衡力引起的一阶振动

图 1 是描述转子静不平衡分量引起的一阶振动转子—轴承系统简化示意图。假定转子只能在水平 y 向平移运动。转子的重心 S 位于正中部。两轴承 y 方向弹簧刚度 K_0 相同。转子质量 M，偏心距 e，阻尼系数 c_1. 这一单自由度的系统在一定的转速 ω 下将会由离心干扰力在 y 向分量 $Me\omega^2\sin\omega t$ 的作用下引起 y 向的振动。其有阻尼的强迫振动微分方程式由牛顿第二定律可知为：

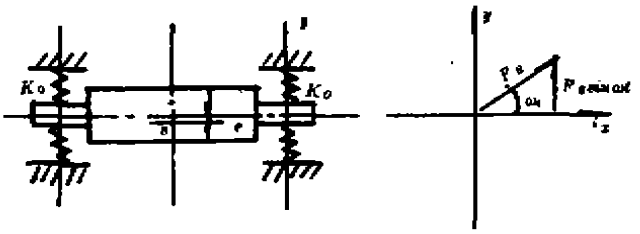

图 1　静不平衡引起的振动（两端轴承同时松开）

$$M\frac{d^2y}{dt^2}+c_1\frac{dy}{dt}+2K_0y=Me\omega^2\sin\omega t \tag{1}$$

这个二阶常系数非齐次线性微分方程式，对动平衡而言，在时间 t 较长时，有意义的是其特解，即：

$$y=\frac{Me\omega^2}{2K_0}\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right)^2+4\frac{\varepsilon_1\omega^2}{\omega_1^4}}}\sin(\omega t-\varphi_1) \tag{2}$$

式中：

$$\varphi_1=\mathrm{tg}^{-1}\frac{2\varepsilon_1\omega}{\omega_1^2-\omega^2} \tag{3}$$

$$\varepsilon_1=\frac{c_1}{2M}$$

$$\omega_1=\sqrt{\frac{2K_0}{M}}$$

ω_1 为一阶共振转速。

1.2　动不平衡力偶引起的二阶振动

如图 2 所示，假定转子质心 S 在中部中心线上，两端 K_0 相同，阻尼系数 c_2、转子绕质心的转动惯量 J_s、转动角 θ，只在 y 向运动，在转子上作用着一个动不平衡力偶 $M=Fb$. 在转速 ω 下，此力偶在 y 向的分量 $Fb\sin\omega t$ 将促使转子作绕质心的偏转摆动（见图 2 中点划线示），其有阻尼的强迫振动微分方程式为：

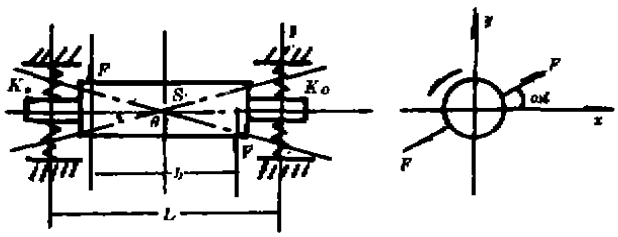

图 2　动不平衡引起的振动（两端轴承同时松开）

$$J_s\frac{d^2\theta}{dt^2}+c_2\frac{d\theta}{dt}+\frac{K_0L^2}{2}\theta=Fb\sin\omega t \tag{4}$$

式中 $\frac{K_0L^2}{2}\theta$ 为弹簧力偶矩。同样，有意义的是其特解：

维普资讯 http://www.cqvip.com

$$\theta = \frac{Fb}{J_s}\frac{1}{\sqrt{(\omega_2^2-\omega^2)^2+4\varepsilon_2^2\omega^2}}\sin(\omega t-\varphi_2) \tag{5}$$

式中：

$$\varphi_2 = \mathrm{tg}^{-1}\frac{2\varepsilon_2\omega}{\omega_2^2-\omega^2} \tag{6}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{c_2}{2J_s}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_0L^2}{2J_s}}$$

ω_2 为二阶共振转速。

由式（2）（3）和式（5）（6）可知，在静不平衡力 $Me\omega^2$ 作用下的平移振动及动不平衡力偶 Fb 作用下的摆动振动均为简谐运动。当转速和阻尼一定时，平移振幅 y 和 Me 成正比。摆动振幅角 θ 和 Fb 成正比。相位角 φ_1 和 φ_2 在转速和阻尼一定时均为定值，且 $\omega=\omega_1$ 时，$\varphi_1=90°$. $\omega=\omega_2$ 时，$\varphi_2=90°$.

关于一端松开一端紧固的情况类同于以上分析，不再赘述。

以上分析主要说明，利用共振原理在低速平衡上找平衡时，无论是两端松开还是单端松开的情况，当只考虑因转子质量不平衡引起的振动时，它们都符合刚性转子影响系数法平衡的两个基本条件，即：

1）在阻尼、转速一定时，转子振动振幅和转子上不平衡离心力的大小成正比，即不平衡量增大时（轴、径向位置未变），振幅将按比例增大。

2）在阻尼、转速一定时，轴上某处振幅向量滞后于干扰力的角度 φ 不变。

由此说明，影响系数法用于现场低速动平衡在理论上有充分的依据。

2 动平衡实验

为了验证低速动平衡应用影响系数法的可行性和精确性，我们把原清华大学机械厂生产的 BGT-1 型变刚度高速转子试验台进行了改装。按低速台的要求，在两端轴承和支座之间放置了硬海棉垫块（一端 4 块）做成了弹性体式平衡台。用可随时离合的原动设备取代原固定电机，依靠胶皮轮对接摩擦启动。振动信号采用非接触涡流传感器测取。经反复调试，确定了平衡转速，并成功地在此平衡台上进行了试加质量周移法、两点法及影响系数法的平衡试验。这些平衡法的具体方法和步骤在文献［1］和文献［2］中有详细介绍。本文不再赘述。表 1 是对同一结构实验转子分别应用两点法和影响系数法平衡的数据和结果。两点法是两侧分别平衡的。影响系数法是同时平衡的。该转子实测第一临界转速为 6150rpm. 平衡转速在第一阶和第二阶低共振转速之间选定一个转速。由表 1 看出，两点法和影响系数法的平衡效果基本相近，但两点法一侧有两个配重（由单侧分别平衡所致），且启动次数多一倍（在图解法选解正确的前题下），又不易上机计算，显见，影响系数法优于两点法。

维普资讯 http://www.cqvip.com

表1　两点法和影响系数法平衡结果对照

名　称	单　位	两点法		影响系数法	
		A侧	B侧	A侧	B侧
原始振动	μm/deg	240/175	170/210	242/175	170/213
试加质量	g/deg	1.13/45	1.13/180	1.69/210	1.69/15
实际配重	g/deg	1.116/135+ 0.856/135	1.110/135+ 0.542/120	1.102/115	1.144/125
剩余振动	μm/deg	44/58	34/310	41/63	32/305
平衡效果	%	81.7	80.0	83.0	81.1
启动次数		3	3	共3	

3　现场动平衡实例

表3和表4是某200MW机组采用两点法和影响系数法分别对中压转和低压转子在一阶和二阶低共振转速附近取两个平衡转速的低速动平衡结果。影响系数一阶和二阶重量矢量合成后一次加在转子上，然后以平衡平面数 $m=2$、测点数 $N=4$ 将原始数据输入计算机求解出实际配重。由表2和表3看出，一、二阶分别平衡的两点法和一、二阶同时平衡的影响系数法最后计算出的配重及配重位置相差均较小。2瓦为7.6%（配重）和19%（相位）。3瓦为4.4%和0.7%，4瓦为2.0%和0.0%、5瓦为3.4%和1.5%. 实践表明，对于对称转子（低压转子）两种方法的偏差很小。对于不对称转子（中压转子）偏差稍大些。但两种方法最终加配重获得的平衡效果是相近的，或者说最终的剩余振动是基本一致的。

表2　200MW机组中压转子低速动平衡结果　　单位：μm/deg

启动次数	转　速 r/min	一、二阶分类两点法			一、二阶同时影响系数法		
		2瓦	3瓦	加重量g	2瓦	3瓦	加重量g
1	117 192	1010/87 1697/302	1870/81 1190/144	初始振动	1010/87 1697/302	1870/81 1190/144	初始振动
2	117 192	834/74 1166/325	1530/72 859/158	试加二阶 2瓦 493/290 3瓦 295/110	305/153 413/132	507/154 257/293	试　加 2瓦 777.1/356.7 3瓦 1729.4/105.2
3	117 192	1068/99 793/135	1750/310 475/251	加二阶 2瓦 1207/310 3瓦 707/130	112/342 118/276	187/339 86.2/91	计算加重 2瓦 384/31.8 3瓦 1961.5/114.7
4	117 192	305/153 413/132	507/154 257/293	试加一阶 2瓦 880/90 3瓦 1127/90			
5	117 192	102/74 222/93	164/86.6 144/261	加一阶 2瓦 1000/105 3瓦 1300/105			
6	117 192	112/342 118/276	187/339 86.2/91	一、二阶合成 2瓦 355/38 3瓦 1874.3/113.9			

维普资讯 http://www.cqvip.com

表 3 200MW 机组低压转子低速动平衡结果 单位：μm/deg

启动次数	转速 r/min	一、二阶分类两点法			一、二阶同时影响系数法		
		4 瓦	5 瓦	加重量 g	4 瓦	5 瓦	加重量 g
1	120 160	515/305 939/2	463/31 631/186	初始振动	515/305 939/2	463/31 631/186	初始振动
2	120 160	58.2/322 891/346	123/102 815/164	试加一阶 4 瓦 525/276 5 瓦 535/276	137/20 440/83	83/36 346/256	试 加 4 瓦 980.1/312 5 瓦 631.1/211
3	120 160	137/20 440/83	83/36 346/256	试加二阶 4 瓦 635/341 5 瓦 630/161	74.3/148 62.6/96	89.3/164 61.4/261	计算加重 4 瓦 957.5/336.1 5 瓦 640/235.6
4	120 160	150/74 122/73	193/59 68.8/231	加二阶 4 瓦 635/6.4 5 瓦 630/186.4			
5	120 160	63.4/283 82.4/64	67.9/251 73/263	加一阶 4 瓦 510/296 5 瓦 505/296			
6	120 160	74.3/148 62.6/96	89.3/164 61.4/261	一、二阶合成 4 瓦 938/336 5 瓦 662/232			

4 结束语

1）理论和实践均证明，具有快捷、通用且便于上机计算的动平衡影响系数法，完全可以应用于实验室和发电厂现场动平衡工作中。

2）实验还表明，影响系数法的平衡精度在很大程度上受影响系数准确性的影响，而后者又受到试加质量大小和位置及测试仪表低转速特性优劣等诸多因素的影响。这些，都是在平衡工作中应该引起足够重视的方面。

3）这一方法在低速动平衡工作中的推广应用，一定会收到明显的经济效益。

参 考 文 献

1 顾晃．汽轮发电机组的振动与平衡．北京：水电出版社，1989．31～38，47～54

2 张游祖，施维新．汽轮发电机组的振动及转子找平衡．北京：水电出版社，1986．264～287

3 郭宝仁．汽轮机转子现场动平衡方法的改进．汽轮机技术，1993，35（5）：49～52

维普资讯 http://www.cqvip.com

The Method of Influence Coefficients Applied to Dynamic Balance of Turbine Rotor at Low Speed

Zhao Nianping　Ma Suxia
(*Department of Thermal Engineering*)

Abstract　It is approved in theory that the method of influence coefficients can be applied to the dynamic balance of a turbine rotor at low speed. The effects in reducing times of turbine start, shortening work time and raising effect of dynamic balance have been obtained when the method is applied either in laboratory or in power plant.

Key words　turbine rotor; method of influence coefficient; dynamic balance at low speed.