

汽轮机进汽方式对调节级叶顶间隙 蒸汽激振力影响的研究

郭 瑞, 杨建刚

(东南大学火电机组振动国家工程研究中心, 江苏省 南京市 210096)

Effects of Admission Mode on Tip Clearance Induced Steam Force in Turbine Control Stage

GUO Rui, YANG Jian-gang

(National Engineering Research Center of Turbo-Generator Vibration, Southeast University, Nanjing 210096, Jiangsu Province, China)

ABSTRACT: Based on the analysis of blade force, a tip clearance induced steam force model is set up. The effects of admission mode and circumferential uneven steam distribution in turbine control stage on steam-induced force are considered. The steam forces in the control stage of a 300MW turbine in different admission modes are calculated. Results show that admission mode has great influence on steam exciting force. The static steam force changes linearly with rotor offset in a moderate eccentricity range. The value and direction of the static steam force change a lot in different performance cases, which change bearing load directly. The dynamic steam force can induce both the direct and cross stiffness coefficients. They are all important. Rational design and optimal operation mode can reduce steam force and are favorable for unit operation.

KEY WORDS: Thermal power engineering; Admission mode; Rotor stability; Steam excited force; Steam stiffness coefficients

摘要: 该文从分析动叶片轮周力角度出发,研究了汽轮机调节级内汽流周向分布不均匀及进汽方式等因素对叶顶间隙汽流激振力的影响,建立了叶顶激振力模型。新模型考虑了汽流激振力静态/动态以及直接/交叉刚度系数的影响。以某型300MW机组为例进行了计算分析。结果表明:进汽方式对汽流激振力影响较大。在一定范围内汽流力随偏心量的改变而线性改变。不同工况下汽流力的大小和方向会发生改变,直接影响轴承载荷。对动态汽流力的研究表明,汽流激振不仅产生交叉刚度项,还会产生直接刚度项,两者都很重要。良好的设计和运行方式能减小汽流激振力,有利于机组的安全运行。

基金项目: 国家自然科学基金项目(50005004);江苏省青年科技
创新人才学术带头人基金项目(BK2004408)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China
(50005004).

关键词: 热能动力工程;进汽方式;稳定性;汽流激振力;
汽流刚度系数

1 引言

300MW及以上容量的大型汽轮发电机组已经成为我国电力工业的主力机组。大容量机组进汽参数高、蒸汽流量大,汽流激振已成为影响机组安全运行的重要因素。近来已发生多起与此有关的故障。

汽流激振包含汽封内汽流和叶顶间隙汽流激振力两部分^[1]。前者的研究建立在流体动力方程基础上^[2-6];后者建立在动叶做功分析基础上^[7-13]。目前对两者的研究都在进行中,本文主要研究后者。文献[10]通过动叶片汽流力的分析,对汽轮机调节级间隙激振力做了深入研究。建模时把蒸汽看作理想气体,并假设各喷嘴组流量分布均匀。

考虑到汽轮机调节级中汽流分布不均匀并随进汽方式而改变的实际情况,本文建立了叶顶间隙汽流激振力新模型。通过对某型300MW机组不同进汽方式下调节级的汽流激振力的计算和分析,得出了一些新结论。

2 叶顶间隙汽流激振力计算模型

如图1,转子中心 O_1 与汽缸中心 O_2 有一静偏差 d_y 、 d_x ,转子在垂直和水平方向上的振动位移分别为 y 和 x ,汽缸半径为 R ,叶顶半径为 r ,水平方向为 0° ,逆转动方向为正。由图中几何关系可知,周向 q 角处转子与汽缸径向间隙为

$$d_q = \sqrt{R^2 - [(y + d_y)\cos q - (x + d_x)\sin q]^2} -$$

$$[(y+d_y)\sin q+(x+d_x)\cos q]-r \quad (1)$$

图 1 中 f_u 为动叶所受轮周力，方向为切线方向； g 为 f_u 的角度， $g=q+270^\circ$ 。

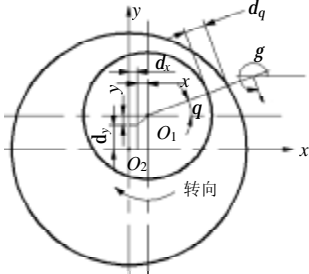


图 1 转子与汽缸存在偏心时的几何关系

Fig. 1 Relationship between rotor and cylinder

对于围带上同时装有轴向汽封和径向汽封的结构，由汽轮机原理知，动叶顶部的当量间隙为^[14]

$$d_t = d_z / \sqrt{1+z_r(d_z/d_q)^2}$$

其中， d_z 为开式轴向间隙； d_q 为径向间隙； z_r 为叶顶径向汽封齿数。

由于动静间隙引起的第 i 个动叶片通道的漏汽量为^[14]

$$\Delta g^i = 0.6 \sqrt{\frac{W_t}{1-W_t}} \frac{v_{1t}^i}{v_{2t}^i} \frac{(d_b+l_b)d_t^i}{d_n l_n \sin a_1^i} g_n^i \quad (2)$$

式中 W_t 为动叶顶部反动度； g_n^i 为不计漏汽的第 i 个动叶通道流量； d_n 、 d_b 分别为静、动叶片的平均直径； l_b 为动叶高度； l_n 为静叶高度； v_{1t} 、 v_{2t} 分别为动叶进、出口的比容。

图 2 为动叶片流动通道的进出口速度三角形，蒸汽作用在第 i 个动叶上的轮周力

$$f_u^i = (g_n^i - \Delta g^i)(w_1^i \cos b_1^i + w_2^i \cos b_2^i) \quad (3)$$

式中 w 为相对速度； a 、 b 分别表示叶轮旋转平面与绝对和相对汽流速度的夹角；下标 1、2 分别表示动叶进、出口。

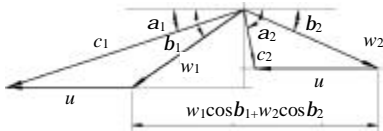


图 2 动叶速度三角形

Fig. 2 Velocity triangle of blade

将式(3)在 d_y 、 d_x 处展开，考虑到振动量较小，略去关于 x 、 y 的高次项得：

$$f_u^i = f_{u0}^i + \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial x} \right|_{d_x, d_y} x + \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial y} \right|_{d_x, d_y} y \quad (4)$$

式中 f_{u0}^i 为在静平衡位置的第 i 个叶片上的汽流静态力； $\left. \frac{\partial f_u^i}{\partial x} \right|_{d_x, d_y}$ 、 $\left. \frac{\partial f_u^i}{\partial y} \right|_{d_x, d_y}$ 分别为 f_{u0}^i 在 x 、 y 方向的增量。

$$\begin{cases} f_{u0}^i = (1-V^i d_{t0}^i) W^i g_n^i \\ \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial x} \right|_{d_x, d_y} = W^i V^i g_n^i H_x(d_x, d_y, q^i) \\ \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial y} \right|_{d_x, d_y} = W^i V^i g_n^i H_y(d_x, d_y, q^i) \end{cases} \quad (5)$$

式中

$$W^i = w_1^i \cos b_1^i + w_2^i \cos b_2^i$$

$$V^i = 0.6 \sqrt{\frac{W_t}{1-W_t}} \frac{v_{1t}^i}{v_{2t}^i} \frac{(d_b+l_b)}{d_n l_n \sin a_1^i}$$

$$H_x(d_x, d_y, q^i) = c_{q0} \left(\frac{d_q \sin q^i}{\sqrt{R^2 - d_q^2}} - \cos q^i \right)$$

$$H_y(d_x, d_y, q^i) = c_{q0} \left(-\frac{d_q \cos q^i}{\sqrt{R^2 - d_q^2}} - \sin q^i \right)$$

$$c_{q0} = \frac{d_z^3 z_r}{\left(\sqrt{d_{q0}^2 + z_r d_z^2} \right)^3}, d_q = d_y \cos q^i - d_x \sin q^i$$

式(4)、(5)中 W 和 V 中主要与叶片的热力学和几何参数有关。对于安装好的叶片， f_u^i 和流量 g_n^i 成正比，并受叶轮偏心和焓降影响较大。

将该级所有 n 个叶片上的轮周力合成可得作用在叶轮上的合力

$$\begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^n f_{u0}^i \cos g^i + \left(\sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial x} \right|_{d_x, d_y} \cos g^i \right) x + \left(\sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial y} \right|_{d_x, d_y} \cos g^i \right) y \\ F_y &= \sum_{i=1}^n f_{u0}^i \sin g^i + \left(\sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial x} \right|_{d_x, d_y} \sin g^i \right) x + \left(\sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f_u^i}{\partial y} \right|_{d_x, d_y} \sin g^i \right) y \end{aligned}$$

写成矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 第 1 项表示静态汽流力；第 2 项是与转子振动有关的动态力。

3 某型 300MW 机组调节级叶顶间隙汽流激振力计算分析

3.1 机组简介

喷嘴配汽汽轮机调节级中的各喷嘴组受相应的高压调节汽门控制,流经其中的汽流状态各不相同。和以后的压力级相比,进汽方式对该级汽流分布影响尤为明显。现对某 300MW 汽轮机调节级中汽流激振力求解分析。

该机型为高中压合缸布置。1~3 号高压调节阀 $F170\text{mm}$, 4 号高压调节阀 $F150\text{mm}$ 。阀杆最大升程: 1 号、2 号为 55mm , 3 号为 44mm , 4 号为 20.1mm 。喷嘴组布置见图 3。调节级几何参数为静叶片 121 片, 节圆直径 1065.2mm , 喷嘴面积 25130mm^2 。动叶片 63 片, 节圆直径 1065.2mm , 叶片面积 39480mm^2 。高中压转子的自重 $G=210.7\text{kN}$ 。反动度 $W_r=0.05$, 阻汽片 $z_r=2$; 开式轴向间隙 $d_z=1\text{mm}$, 叶顶间隙 $(R-r)$ 为 1mm 。

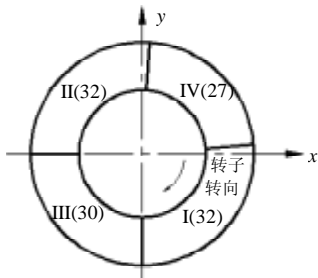


图 3 调节级喷嘴布置

Fig. 3 Nozzle arrangement in control stage

根据机组设计资料,取定压运行下的 6 种工况,列于表 1。偏心 $e=0、\pm 0.1\sim\pm 0.9\text{mm}$ 。分别对各个工况进行计算。

表 1 运行工况

Tab. 1 Operating Conditions

| 序号 | 调门情况 | 流量/(t/h) | 电功率/MW |
|----|------------------------|----------|--------|
| 1 | I,II 号部分开启, III,IV 号关闭 | 500 | 173 |
| 2 | I,II 号部分开启, III,IV 号关闭 | 600 | 208 |
| 3 | I,II 号全部开启, III,IV 号关闭 | 750 | 258 |
| 4 | I,II 号全开, III 号部分开启 | 850 | 285 |
| 5 | I,II 号全开, III,IV 号部分开启 | 935 | 300 |
| 6 | I,II,III 号全开, IV 号关闭 | 935 | 300 |

3.2 静态力分析

图 4 所示为转子与汽缸同心时 6 种工况下静态汽流力变化情况。图中幅值为汽流力与转子自重的比值。

该型机组常规的升负荷方式为工况 1-2-3-4-6, 在工况 6 下满负荷运行。从图中可看出,此过程中静态汽流力大小和方向都发生了很大变化。值得指出的是,工况 5 和 6 下负荷都可达到 300MW。

但是与工况 5 相比,工况 6 产生的汽流力方向发生改变,汽流力向上,将会减轻轴承载荷,严重时会导致轴承失稳,威胁机组安全运行。

图 5 给出工况 5、6 下汽流力的绝对值与转子自重的比值随转子与汽缸垂直偏心 e_y 的变化情况。

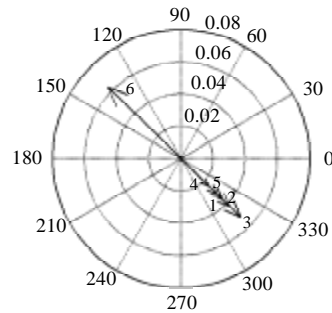


图 4 转子与汽缸同心时不同工况下的汽流力变化情况

Fig. 4 Change of static steam force in case of concentricity with different performances

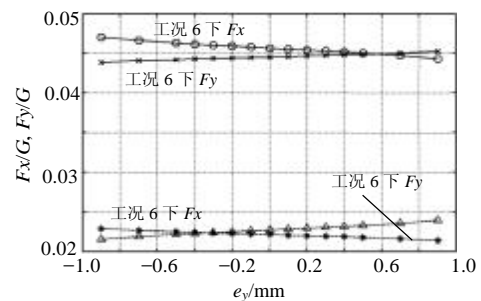


图 5 工况 5、6 下汽流力绝对值随转子垂直偏心位置变化情况

Fig. 5 Change of steam static forces with rotor vertical offsets in the cylinder at performance 5,6

由图中可看出

- (1) 静态力与偏心位置有关。在一定偏心范围内,汽流力的增量与偏心位移成线性正比;
- (2) 与工况变化可能使汽流力方向发生改变相比,偏心位置对汽流力的影响要小些。

3.3 动态力分析

图 6 给出了 6 种工况下的刚度系数。

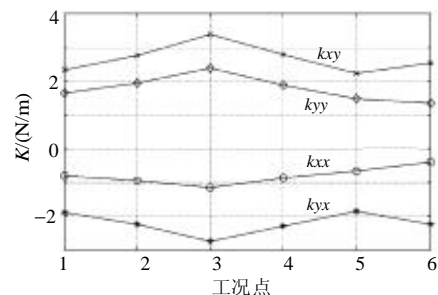


图 6 不同工况下的刚度系数

Fig. 6 Stiffness coefficients with difference performances

从图中可见:

(1) 不同工况下刚度系数会发生一定变化, 平均变化范围为 20% 左右;

(2) 相对于交叉刚度系数, 直接刚度系数的绝对值略小, 但两者量级相差并不大。表明当转子振动时汽流不仅产生交叉刚度, 还产生直接刚度, 两者都需要考虑。传统的模型只考虑交叉刚度系数影响, 可能会带来较大误差;

(3) 300MW 负荷下, 工况 6 的动态汽流平均比工况 5 下大 15% 左右, 所以工况 6 的运行状态较差, 必须引起重视。

4 结论

通过以上的理论分析和对某 300MW 机组调节级汽流力的计算, 可以得出以下结论:

(1) 不同进汽方式改变了调节级中汽流和叶片轮周力分布, 对汽流激振力产生较大影响;

(2) 转子在汽缸中的垂直偏心不仅产生水平汽流力, 而且还会产生垂直汽流力, 两者量级差别不大, 水平偏心的情况也一样, 建模时应一并考虑;

(3) 不同工况下, 汽流力的大小和方向会发生很大变化, 直接影响转子稳定性。良好的设计和运行方式能减小汽流力, 有利于机组安全运行。目前机组满负荷工况下普遍采用三阀全开的不均衡进汽工况可能对机组稳定运行不利。随着机组参数的提高, 这种影响会进一步增大。

参考文献

- [1] Alford J S. Protecting turbomachinery from self excited rotor whirl[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1965(5): 333-344.
- [2] Rhode D L, Hensel S J, Guidry M J. Labyrinth seal rotordynamic forces using a three-dimensional navier-stokes code[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(10): 683-689.
- [3] 何立东, 袁新, 尹新. 蜂窝密封减振机理的实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(10): 24-27.
He Lidong, Yuan Xin, Yin Xin. Experimental Investigation on the Suppression Mechanism for Honeycomb Seals[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(10): 24-27.
- [4] 何立东, 袁新, 尹新. 刷式密封研究的进展[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(12): 28-32.
He Lidong, Yuan Xin, Yin Xin. The Advance in the Investigation of Brush Seal[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(12): 28-32.
- [5] Chochua G, Shyy W, Moore J. Computational modeling for honeycomb-stator gas annular seal[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(9): 1849-1863.
- [6] J. Jeffrey Moore. Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seal[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2003 125(10): 427-433.
- [7] 杨建刚, 朱天云, 高伟. 汽流激振对轴系稳定性的影响分析[J]. 中国电机工程学报, 1998, 18(1): 9-11.
Yang Jiangan, Zhu Tianyun, Gao Wei. Influence of steam induced vibration on the stability of rotor-bearing system [J]. Proceedings of the CSEE, 1998, 18(7): 9-11.
- [8] 柴山, 张耀明, 马浩, 等. 转子偏心引起的气流激振力分析[J]. 机械工程学报, 2000, 36(4): 34-37.
Chai Shan, Zhang Yaoming, Ma Hao, et al. An analysis on the air exciting-vibration force caused by clearance[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(4): 34-37.
- [9] 柴山, 张耀明, 曲庆文, 等. 汽轮机扭叶片级间隙气流激振力分析[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(5): 11-16.
Chai Shan, Zhang Yaoming, Qu Qingwen, et al. An analysis on the air exciting vibration force of twist blade of steam turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(5): 11-16.
- [10] 柴山, 张耀明, 马浩, 等. 汽轮机调节级的气流激振力分析[J]. 应用数学与力学, 2001, 22(7): 706-711.
Chai Shan, Zhang Yaoming, Ma Hao, et al. The analysis for the airflow exciting vibration force of control stage of steam turbine[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2001, 22(7): 706-711.
- [11] Storace A F, Wisler D C, Shin H W. Unsteady flow and whirling-inducing forces in axial-flow compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(7): 433-455.
- [12] Behnam H Beheshti, Joao ATeixeira, Paul C Ivey. Parametric study of tip clearance---casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(10): 527-535.
- [13] Jin Woo Bae, Kenneth S Breuer, Choon S Tan. Active control of tip clearance flow in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 352-362.
- [14] 沈世一, 庄贺庆, 康松, 等. 汽轮机原理[M]. 中国电力出版社. 1992 年第一版.

收稿日期: 2005-08-29。

作者简介:

郭瑞 (1978-), 男, 河南安阳人, 博士研究生。研究方向为转子动力学;

杨建刚 (1970-), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事动力机械振动和转子动力学等领域的研究工作。

(编辑 贾瑞君)