

不同冲角下汽轮机拉筋气动损失系数的计算

钱 佳, 王镇宇, 戴 韧

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 采用 Fluent 软件对装有圆柱拉筋的平面叶栅进行了数值模拟, 主要研究了圆柱拉筋引起的平面叶栅气动性能的变化以及叶片冲角对装有圆柱拉筋的平面叶栅的影响, 计算了不同冲角下拉筋引起的损失系数, 并与前人所做的实验结果吻合较好。结果表明: 拉筋促使吸力面的流动分离加剧, 使得吸力面附近的流动异常复杂。关于拉筋中心线形成上、下一个高损失涡对, 在该处气流欠偏转; 而在这个涡对中间的流体马赫数较高, 气流呈过偏转。

关 键 词: 拉筋; CFD; 冲角; 气动影响; 损失系数

中图分类号: TK263.6 文献标识码: A

引 言

拉筋常用于汽轮机低压级组长叶片级, 将叶片联接成叶片组, 一方面增加强度, 另一方面调整叶片频率, 防止共振^[1]。圆柱形拉筋由于其易加工等优点被广泛采用。

在大型蒸汽轮机或燃气轮机中, 末几级的气流方向随工况的不同会有很大变化, 很有可能会导致叶片冲角偏离设计工况, 而叶片冲角是决定平面叶栅性能的一个重要参数, 对叶栅内的流动结构有很大影响。随着冲角的变化, 在叶片表面可能会出现扩压段并造成流动分离, 使得叶栅内的流动变得十分恶劣。受到拉筋的作用, 必定会使流道内的流动变得更加复杂, 因此, 研究圆柱拉筋对平面叶栅气动性能的影响, 对我们认识汽轮机长叶片级在装有拉筋后的流场变化有十分重要的意义。

国内外众多学者已对拉筋做过研究, 大量的文献集中在研究如何增加阻尼结构、改善叶片的振动特性、减小叶片动应力上^[2-4]。由于拉筋的存在, 级内能量损失定会有一定程度的增加。基里洛夫、特劳佩尔等人对于拉筋产生的能量损失也做过实验研究以及理论计算^[5-6]。但是, 对于拉筋造成的气动

性能的影响以及对装有拉筋的叶栅流道的流场分析却研究甚少, 公开文献也很难查到。而认识拉筋周围的复杂流场对拉筋设计具有重要的参考意义, 因此有必要作相关研究工作。

本研究的主要工作是使用 Fluent 软件, 对装有圆柱拉筋的平面叶栅, 在不同冲角工况下进行数值模拟。模拟的冲角分别为: 0° 、 $\pm 10^\circ$ 、 $\pm 20^\circ$ 。结果中讨论了不同冲角下, 拉筋造成的能量损失的变化情况; 分析了 0° 冲角下, 装拉筋叶栅的速度场、总压损失系数与气流角沿叶高的变化, 并与未装拉筋的平面叶栅作了比较。

1 物理模型

本研究采用某工业汽轮机末级动叶片拉筋截面的叶型, 构造一用于拉筋流动分析的平面叶栅, 如图 1 所示。叶栅模型的主要几何参数如表 1 所示。圆柱拉筋的直径为 4 mm, 装在 50% 叶高处。

表 1 平面叶栅模型主要几何参数

主要参数	数 值
叶片弦长 C/mm	115.63
轴向弦长 C_{ax}/mm	86.59
相对节距 t/C	0.67
叶高 H/mm	200.00

图 2 为安装圆柱拉筋的叶栅 50% 叶高轴向截面示意图。拉筋中心线与前缘的轴向距离为 $0.46C_{ax}$, X 为轴向。图中 A、B、C、D 4 条虚线分别代表拉筋下游的 4 个轴向截面, 用于分析拉筋下游流动结构的变化, 截面 A、B、C、D 分别距前缘 $0.52C_{ax}$ 、 $0.69C_{ax}$ 、 $0.92C_{ax}$ 、 $1.05C_{ax}$ 。图中 i 表示叶片冲角, α

收稿日期: 2010-01-08; 修订日期: 2010-06-12

基金项目: 上海市重点学科建设基金资助项目 (J50501)

作者简介: 钱 佳 (1986-) 男, 上海人, 上海理工大学硕士研究生。

表示气流角, 定义为气流方向与节距方向的夹角。

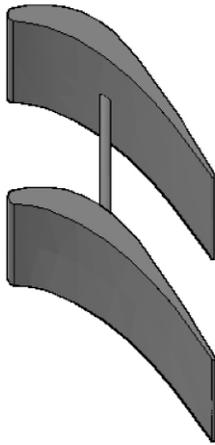


图 1 物理模型

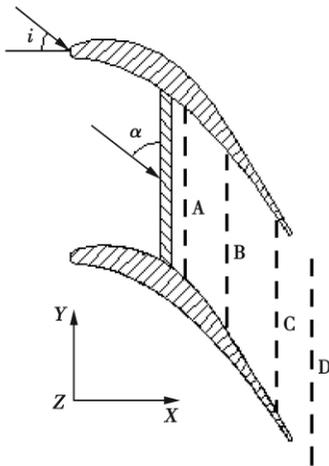


图 2 50% 叶高截面示意图

2 网格处理及计算方法

本研究所构造的流道从进口到叶片前缘的距离为 1 倍弦长, 尾缘到流道出口的距离为 1.5 倍弦长。网格处理时采用分区结构, 并全部使用结构化网格, 在叶片和拉筋的表面网格进行加密处理, 壁面法向 y^+ 控制在 1~5。

进口条件采用了压力进口, 给定进口总压 $P_0^* = 0.145 \text{ MPa}$, 进口总温 $T_0^* = 300 \text{ K}$; 出口为压力出口, 给定出口静压 $P_1 = 0.101 \text{ MPa}$ 。上下端壁采用对称边界。

本研究采用 Fluent 6.3 软件分别对未装拉筋的普通叶栅、圆柱拉筋叶栅及椭圆拉筋叶栅进行模拟。计算中使用压力修正 SIMPLE 算法对方程进行数值

求解, 其中, 湍流粘性通过一方程模型 (Spalart-Allmaras) 求解。

3 计算结果与讨论

3.1 圆柱拉筋的能量损失系数 ξ_z

叶栅中的能量损失一般分为叶型损失和端部损失。通常在长叶片级中, 安装拉筋的位置二次流损失都非常小。为了能较准确地计算出拉筋损失系数, 就需要去除端部损失的影响。图 3 为 0° 冲角时, 普通叶栅和装拉筋叶栅的节距平均能量损失系数沿叶高的分布情况。可以看到普通叶栅的能量损失系数沿叶高是不变的, 装拉筋叶栅损失较大的区域在中部, 这是由拉筋带来的损失区域, 上下两端的损失较小, 数值相等且保持不变。通常考虑端部损失的叶栅, 由于受到端部二次流的影响, 其能量损失系数在靠近上下壁面的两端是比较大的。因此, 可以认为所计算的拉筋损失系数未受到端部损失的影响, 整个叶栅的能量损失系数等于叶型损失系数。

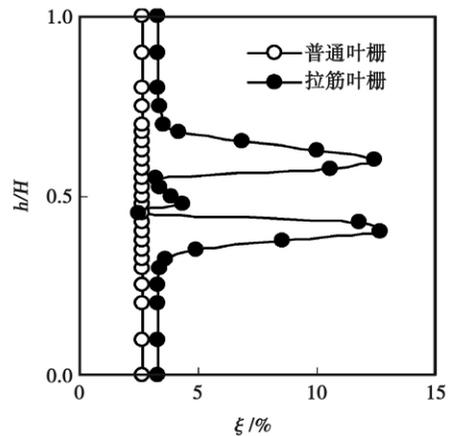


图 3 节距平均叶栅损失沿叶高的分布情况 ($i = 0^\circ$)

利用 CFD 计算结果来计算圆柱拉筋损失系数, 具体方法是用装有圆柱拉筋的叶栅所计算得到的叶栅能量损失系数减去未装拉筋的叶栅的能量损失系数得到的, 结果如图 4 所示。同时, 文献 [6] 给出了通过实验总结得到的计算拉筋损失系数的经验式:

$$\xi_z \approx 4c_w \sin^2 \alpha_1 \left(\frac{t}{t'} \right)^2 \frac{D_d d}{D_s^2 - D_n^2} \quad (1)$$

式中: c_w —阻力系数; α_1 —叶栅出口气流角; t —叶栅节距; t' —拉筋长度; D_d —拉筋所在位置的轮周直径; d —拉筋直径; D_s —叶顶直径; D_n —叶根直径。

对于圆柱形拉筋, 式(1)中的 c_w 取 1.2。从图 4

中可以看到,在不同冲角下,拉筋损失系数的经验值几乎不变,通过分析式(1)可以看出,这是因为式中的 t, t', d, D_d, D_s, D_n 都是设计尺寸,是给定值,所以拉筋损失系数只与 $\sin^2\beta$ 和 c_w 有关,而 C_w 是常数。又由于所计算的出口马赫数较高,随着冲角的变化, β 的变化就很小,因此,随着冲角的变化,由经验式得到的拉筋损失系数就近似在一条直线上。

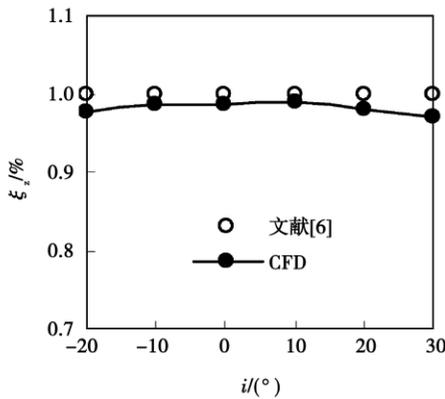


图4 圆柱拉筋损失系数与冲角*i*的关系

由图4可以看到,由CFD模拟得到的结果与文献[6]中经验式的计算结果是比较接近的,说明使

用Fluent软件来模拟并计算拉筋损失系数是可行的。CFD结果与经验值的区别是前者随冲角的变化,呈现出先增大后减小的变化趋势,当冲角较小时,拉筋带来的损失系数较大,当冲角变大(无论正负)拉筋损失系数减小。但总的来说,不同冲角下的拉筋损失系数相差较小,0°冲角与20°冲角时的拉筋损失系数相差不到0.3%。

3.2 拉筋下游流动的发展

定义总压系数 C_{PT} :

$$C_{PT} = (P_{OT} - P_{LT}) / P_{V0} \quad (2)$$

式中: P_{OT}, P_{LT} —进口总压和当地总压; P_{V0} —进口动压。

图5所示为0°冲角下,拉筋下游轴向截面上的,25%~75%叶高区域内的总压损失系数分布云图 h 为当地叶高(下同)。图6为不同冲角下叶栅出口截面上25%~75%叶高区域内的总压损失系数分布图。由图5及图6(c)可以看到,从截面A到截面D,在拉筋尾缘处形成了尾涡区,尾涡区内的高损失流体轴向速度小,并受到从压力面到吸力面压力梯度的影响,不断往吸力面流动,并堆积在吸力面上,从而在吸力面上形成了上下两个形态相似,位置对称的主涡,由于受叶栅主流的挤压,这对主涡紧贴吸力面。

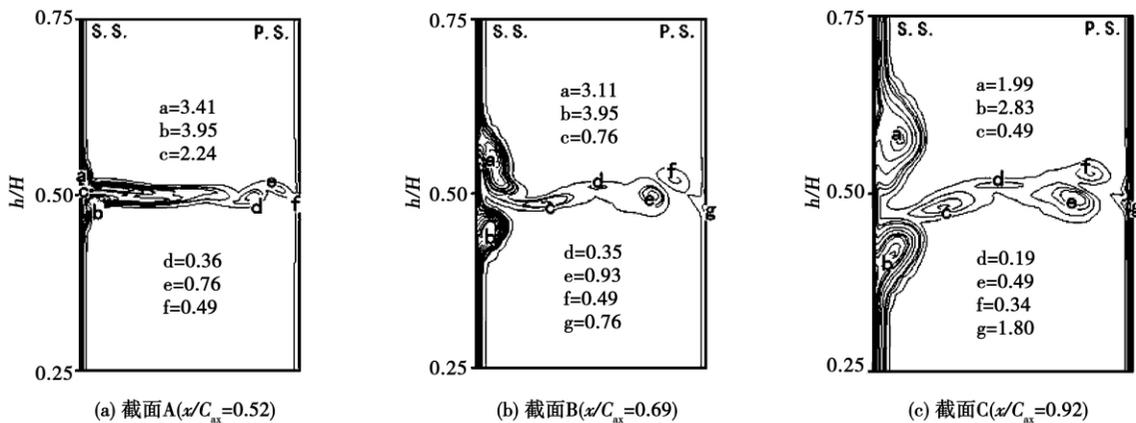


图5 圆柱拉筋下游轴向截面上的总压损失系数分布云图($i=0^\circ$)

由图6可知,不同冲角下,主涡对的核心位置分别对应60%、40%叶高处,影响范围上至70%叶高处,下至30%叶高处,也就是说,在出口截面上由拉筋引起的损失范围为40%叶高,是拉筋直径的20倍,在节距方向,这对主涡几乎占据了25%的通道。

当冲角从0°~+30°变化时,拉筋尾涡区内的流体呈现出明显的涡街效应,可以看到其总压损失

系数等值线是扰动的,呈“骨头”状。但是,当冲角为-10°时,涡街效应已经不明显,当冲角为-20°时,出口截面上的总压损失系数分布沿叶高是上下对称的,上下两个主涡的总压损失系数相同。这是因为虽然使用的是圆柱形拉筋,但是在流动方向上拉筋截面是椭圆形的,只有当主流与拉筋的夹角 α 为90°时,如图2所示,流动方向上的拉筋截面才是

圆形。随着冲角的变化 α 也随之变化; 当冲角为负时, 随着负冲角绝对值的增大 α 的值随之减小, 使得流动方向上的椭圆形拉筋截面的长轴与短轴之比增大。对于圆柱绕流来说, 长短轴之比较大的椭圆

其流线型较好, 尾区压力梯度略小, 尾区分离的程度较弱, 因此其尾涡区较小。这就是冲角从 $0^\circ \sim -20^\circ$ 变化时, 尾涡区越来越小以及涡街效应越来越不明显的原

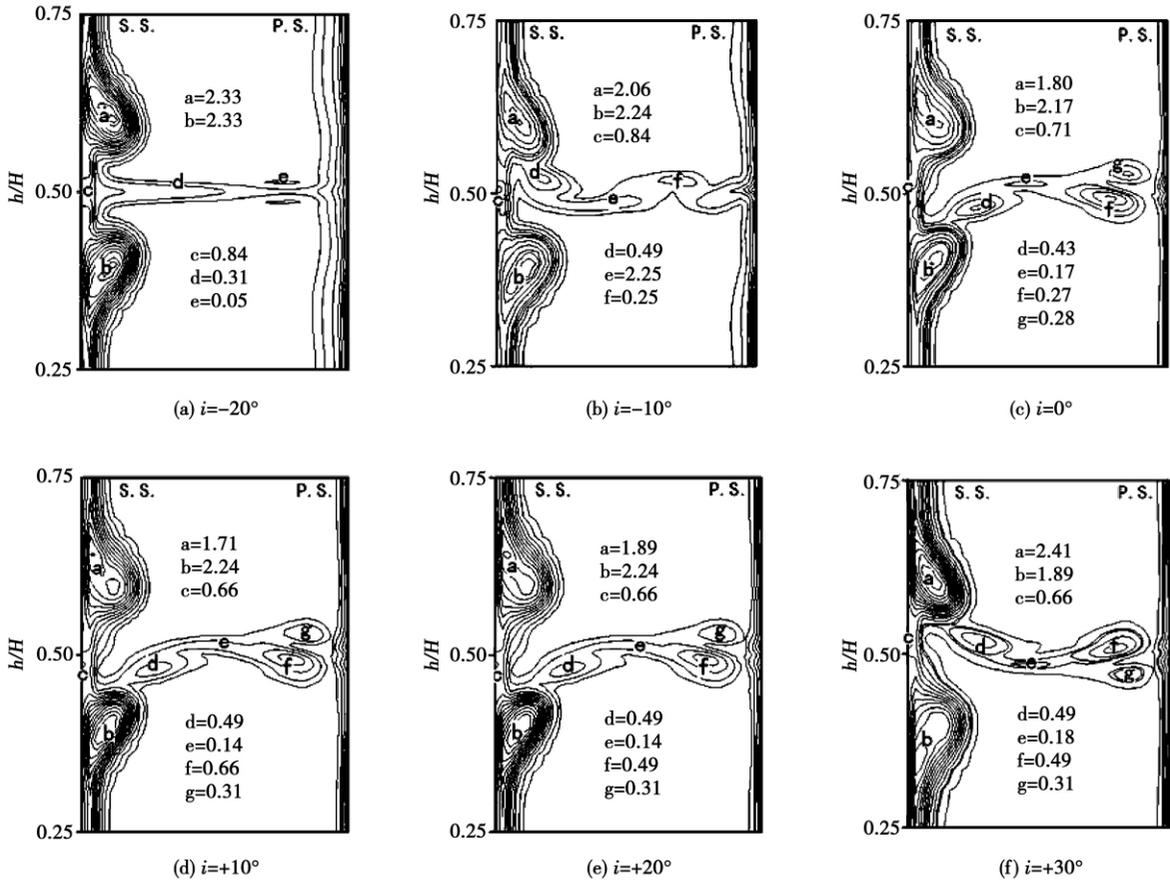


图 6 不同冲角下拉筋叶栅出口截面 D 上的总压损失系数分布云图 ($x/C_{ax} = 1.05$)

3.3 拉筋对流量的影响

安装拉筋之后, 势必会对流道产生一定的阻塞效应, 这个阻塞效应对流量的影响有多大也是我们所关心的问题之一。不同冲角下, 普通叶栅和装有拉筋叶栅的流量与冲角关系如图 7 所示。从图中可以看到 (1) 随冲角的增大, 普通叶栅和装拉筋叶栅的流量均先增大后减小, 当冲角为 0° 时, 均为最大值。(2) 同一冲角下, 装拉筋叶栅的流量均比普通叶栅的流量减小了 0.65% 左右。本研究中叶栅的叶高为 200 mm, 而汽轮机长叶片级的叶高一般都能达到 600 mm 以上, 这就相当于由拉筋引起的流量的减少将是相当小的一个量。说明, 虽然拉筋产生了阻塞效应, 使流量减小了, 但是对整个叶栅流道的

流量来说, 拉筋带来的流量减小是很小的。

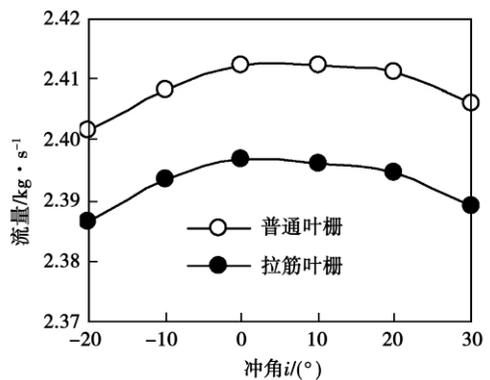


图 7 流量与冲角的关系

3.4 拉筋对出口马赫数的影响

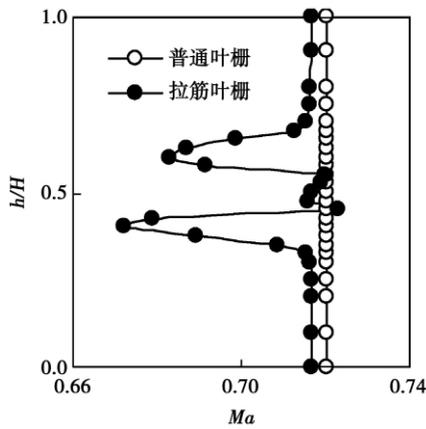


图 8 节距平均出口马赫数沿叶高的变化情况 ($i = 0^\circ$)

当马赫数较大时(一般 $Ma > 0.4 \sim 0.5$ 时),雷诺数也比较大 ($Re > 5 \times 10^5$)。此时,影响叶栅中能量损失的是马赫数。图 8 是冲角为 0° 时,出口截面 D 上的节距平均出口马赫数沿叶高的变化情况。普通叶栅的出口马赫数在不同叶高处是不变的,马赫数约为 0.721;装拉筋叶栅的马赫数在不同叶高处,变化是相当大的,而且可以很明显地分为 3 个部分,中间受拉筋尾涡影响的部分和上、下端未受拉筋

尾涡影响的部分。从图中可以明显看到拉筋对叶栅的影响范围从 30% 叶高到 70% 叶高,这与图 3 得出的结论是相同的。从图中可以看到,出口马赫数沿叶高存在两个低马赫数峰值,分别对应图 3 中的上下主涡的涡核位置。在上下两端虽然未受拉筋尾涡的影响,但装拉筋叶栅的出口马赫数仍比普通叶栅的小,约等于 0.717。

3.5 拉筋对叶栅出气角的影响

出气角对轮周功有很大影响,虽然对于反动式叶栅,出口气流角与冲角 i 几乎无关^[7],但是,安装拉筋之后,流动结构发生了较大变化,特别是受拉筋尾涡区影响的部分,气体流动方向变化较大,因此,查看拉筋对出气角的影响有十分重要的实际意义。图 9 给出了 $-20^\circ, 0^\circ, 30^\circ$ 冲角下节距平均出口气流角沿叶高的变化情况。图中可以看到,在叶高的上下两端,普通叶栅和装拉筋叶栅的出口气流角是相同的,而对于装拉筋叶栅,在拉筋尾涡影响的区域,出气角变化较大。上下两主涡的核心位置对应上下两个出气角欠偏转峰值,50% 叶高位置对应气流出气角过偏转峰值。冲角的变化对出气角也有较大影响:当冲角为 -20° 时,出气角沿叶高方向是对称的;当冲角为 0° 时,上半部分的出气角欠偏转峰值比较大;当冲角为 30° 时,下半部分的出气角欠偏转峰值比较大。

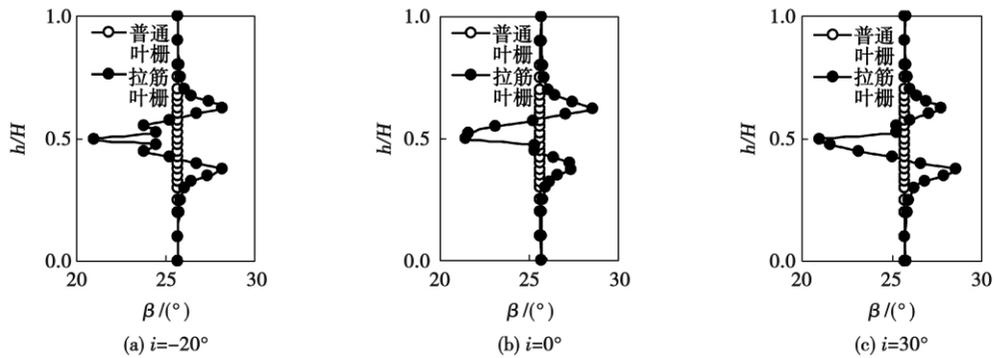


图 9 节距平均出气角沿叶高的变化情况

4 结 论

(1) CFD 计算得到的圆柱拉筋损失系数与经验公式计算得到的结果十分接近,证明 CFD 方法可以较准确地估计汽轮机拉筋的损失系数。冲角在 $-20^\circ \sim +30^\circ$ 范围内,拉筋损失系数随冲角的变化,先增大后减小,小冲角时拉筋损失系数较大,随着冲角的增大,拉筋损失系数有减小的趋势。但当冲角在 $-20^\circ \sim +30^\circ$ 范围内时,拉筋损失系数相差不大,最

大值与最小值相差不到 0.3%。

(2) 拉筋带来的损失主要是在叶片吸力面上,在拉筋下游,吸力面上会形成关于拉筋中心线对称的高损失涡对,在不同冲角工况下,该主涡对的核心位置、叶高方向上的影响范围和节距方向上的影响范围相同。

(3) 装拉筋使整个叶栅的流量减小了,但是减小的流量很小,相对于整个叶栅来说是可以忽略不计的。

(4) 在高损失涡对上、下核心区域内的流体, 马赫数较低, 气流呈现欠偏转, 冲角的变化, 对欠偏转峰值的大小有影响; 在涡对中间的流体, 即 50% 叶高处的流体, 马赫数较高, 气流呈过偏转。

参考文献:

- [1] 吴厚钰. 透平零件结构和强度计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [2] 赵子辉, 谢永慧. 汽轮机叶片结构阻尼研究发展现状及展望[J]. 汽轮机技术, 2008, 50(1): 1-5.
- [3] 柴 山, 刚宪约, 孙义冈 等. 松拉筋成组叶片的瞬态动力分析及最大频谱分析[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(6): 190-194.
- [4] SHEMTOV A Z, BORISHANSKII K N. Certain special features of the vibrations of turbine blading wheels with closed circle lashing wires//22nd Conference of CPSU Leningrad Metal Factory [C]. New York: 1972. 74-78.
- [5] (苏) 基里洛夫. 透平机械原理[M]. 马宝珊, 张卓澄, 译. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [6] (瑞士) 特劳佩尔. 热力透平机[M]. 张洪瀛, 译. 北京: 水利电力出版社, 1985.
- [7] 王仲奇, 秦 仁. 透平机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

(编辑 伟)



ПГУ-90单轴发电用蒸燃联合装置

《Электрические станции》2010年7月号分析了由“Силовые машины(动力机械)”“ЛМУ(列宁格勒金属工厂)”无限股份公司基于 ГТЭ-65 燃气轮机装置和 К-30-60 汽轮汽轮机研制并利用自动同步解脱离离合器的总功率为 90 MW 的 ПГУ-90 单体蒸燃联合装置方案。

提供了运动和热力系统图, 列出了 ПГУ-90 的主要技术特性, 介绍了装置的主要设备, 如燃气轮机、汽轮机、涡轮发电机、减压器、余热锅炉、解脱离离合器的滑油供给系统和结构特性。

利用针对联合运行条件经过不大修整的基本结构, 完成了所提议的热动力设备组合方案。

在 ПГУ 组成中的燃气轮机的参数(在空气入口温度为 15 °C, 进、排气道压力损失分别为 1 000 和 3 000 Pa 条件下):

在发电机端子上 ГТЭ-65 的功率/MW	59.4
在发电机端子上的效率/%	35.2
涡轮入口燃气的温度/°C	1 280
涡轮后燃气的温度/°C	562
涡轮后燃气的流量/kg · s ⁻¹	182
燃料的消耗量/kg · s ⁻¹	3.45
过量空气系数	3.07
余热锅炉的参数:	
高压汽包内的压力/MPa	7.0
低压汽包和除气器内的压力/MPa	0.48
排出燃气的温度/°C	95
汽轮机的参数:	
高压停汽阀前的压力/MPa	6.2
高压停汽阀前的温度/°C	535
高压蒸汽的流量/t · h ⁻¹	90.58
低压停汽阀前的压力/MPa	0.4
低压停汽阀前的温度/°C	200
低压蒸汽的流量/t · h ⁻¹	17.5
流入冷凝器的蒸汽流量/t · h ⁻¹	106
冷凝器内的压力/MPa	0.004 2
湿度/%	11
蒸燃动力装置的发电指标:	
燃气轮机的功率/MW	59.4
汽轮机的功率/MW	30.0
蒸燃联合装置的功率/MW	89.4
蒸燃联合装置的效率(毛效率)/%	52.5
燃料的单位消耗量/g · (kW · h) ⁻¹	234

(吉桂明 摘译)

sults show that any change of the fillet radius can lead to a change in the seal gas flow in the seal chamber and its transmission trajectory in the passages of the turbine as well as a change in evolution of the passage vortexes in the turbine, further causing a change in the distribution of the load coefficient, reaction force and flow coefficient of the turbine stage. Eventually, the aerodynamic performance of the turbine will be affected. For the cases calculated by the authors, the range influenced by a change in the hub flange plate inlet fillet radius on the turbine efficiency can reach 0.3%, indicating that the influence of the fillet radius will be enhanced with an increase of the seal gas flow rate. **Key words:** flange plate inlet fillet radius, seal gas, turbine, aerodynamic performance

汽轮机旁路阀门阀体温度场和应力场分析 = **Analysis of the Temperature and Stress Field in a Steam Turbine Bypass Valve Body** [刊, 汉] LIN Peng, ZHANG Rui-feng, LU Guang-yao (Zhong-ke-hua Nuclear Power Technology Research Institute, China Guangdong Nuclear Power Group, Shenzhen, China, Post Code: 518124), YU Ya-hui (Thermal Energy Engineering Research Institute, College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(2). - 147 ~ 151

By using a finite element analytic method, simulated and analyzed was a steam turbine bypass valve in a 330 MW power plant. Under the off-design and rated load operating regimes, the temperature and stress field of the valve body were analyzed. Therefore, the law governing the change of the temperature field and its corresponding stress field at different operating regimes was obtained. Among these operating regimes, the temperature gradient at the inlet of the valve body attains the maximum value under the off-design operating regimes and the overall stress value also hits its maximum, reaching 68.8 MPa. Under the rated load operating regime, the overall stress of the valve body first decreases and then increases with an increase of the opening time duration followed by a decrease until it becomes stable. The maximal stress emerges at 368.5 s, assessed at 85.6 MPa. Furthermore, the authors have also analyzed and evaluated the safety of the steam turbine bypass valve. **Key words:** bypass valve, finite element, temperature field, stress field

不同冲角下汽轮机拉筋气动损失系数的计算 = **Calculation of the Aerodynamic Loss Coefficient of the Lacing Wires in a Steam Turbine Under Different Attack Angles** [刊, 汉] QIAN Jia, WANG Zhen-yu, DAI Ren (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(2). - 152 ~ 157

By using software Fluent, a numerical simulation was performed of a plane cascade installed with cylindrical lacing wires. A change of the aerodynamic performance of the plane cascade arisen from the installation of cylindrical lacing wires and the influence of the attack angle of the blades on the plane cascade installed with the cylindrical lacing wires were mainly studied and the loss coefficients caused by the lacing wires under different attack angles, calculated. The calculation results were in relatively good agreement with the test ones obtained by the predecessors. The research results show that the lacing wires can exacerbate the flow separation on the suction surface and extremely complicated the flow near it. A high loss vortex pair is formed at the upper and lower portion relative to the centerline of the lacing wires, where the steam flow has an excessively low deflection angle. The fluid in the middle of the vortex pair has a relatively high mach number and assumes an excessively large deflection angle. **Key words:** lacing wire, computational fluid dynamics (CFD), attack angle, aerodynamic influence, loss coefficient