

· 技术改进 ·

# 国产 200 MW 汽轮机轴封结构的改造

Retrofit on Shaft Sealing Structure for 200 MW Domestic Turbine

石景山发电总厂(北京 100041)

高志耀 张正海

**摘要:**汽封对汽轮机组运行的可靠性和经济性影响很大,为此,石景山发电总厂对 200 MW 国产汽轮机轴封结构进行了改造。通过计算、现场测试和运行实践,证实这项改造节能效果显著,运行是可靠的。目前国产 200 MW 机组的使用量大,且普遍存在轴封漏汽问题,本项改造的成功具有较大的推广价值。

**关键词:**汽轮机;轴封改造;安全;节能

中图分类号:TK263. 6<sup>+3</sup>

文献标识码:B

文章编号:1003-9171(2000)10-0001-04

汽封是汽轮机关键部件之一,其性能优劣对机组的经济性和可靠性有主要影响。特别是近十年来,随着参数、单机功率的不断提高以及机组频繁的调峰运行,几乎每年都发生由于动、静部分摩擦严重而导致的大轴弯曲事故,给电厂带来重大损失。因此,汽封问题越来越引起人们的关注。从保证机组经济性而言,要求漏汽量越少越好,也即汽封间隙越小越好;从保证机组运行安全而言,要求在各种状态下,汽封不和转子发生摩擦。因此,在汽封设计时,应对安全和经济性要求综合加以考虑,以满足机组启动(冷、温、热及极热态)、运行及停机(紧急、正常)等各种工况的要求。

## 1 传统汽封的缺点

- (1) 配合间隙不合理,运行中易卡涩;
- (2) 汽封材料选择不合理,一旦和转子发生摩擦,往往使转子损伤;
- (3) 带上负荷后,由于压差作用,汽封丧失退让性能;
- (4) 汽封齿型不好,封汽效果差。

这些问题的存在,影响了机组的经济性,而且一旦发生动静摩擦,往往会引起大轴弯曲等事故,给电厂带来损失。传统汽封结构见图 1。

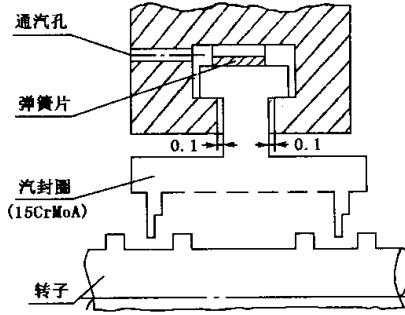


图 1 传统汽封结构示意图

## 2 几种新型汽封的特点

为解决传统汽封结构存在的问题,近年来,出现了多种新的汽封结构型式,下面介绍主要的三种。

### 2.1 内压自动开关式汽封

该型汽封弹簧力使汽封圈张开,靠压差使汽封圈关闭。机组在启停阶段,由于压差小、汽封圈在弹簧力作用下,处于开启状态,汽封间隙较大,带上负荷后,由于压差增大,克服弹簧力使汽封圈关闭。该汽封的优点是,在机组启停阶段,间隙变大,不会发生动静摩擦,带上负荷后,间隙又恢复到设计值。不足之处是,由于启停阶段漏汽间隙很大,使得胀差变大;特别是当机组甩负荷维持空转时,胀差更难控制。另外弹簧长期处于压缩状态,有可能产生塑性变形而使弹性力消失。

### 2.2 可磨轴封

该型汽封汽封圈用特殊材料制造,允许动静部分发生摩擦。安装时汽封间隙较小或为零,启动时在某一转速下(500~800 r/min)磨汽封,待间隙磨好后(从振动幅值来判断),再升速并网带负荷。这种汽封便于安装并且可靠性高,主要问题是成本高,且每次大修都要更换。

### 2.3 蜂窝(或刷子)汽封

该型汽封采用软钢丝压制而成,允许和转子发生轻度摩擦,主要用于自由叶片顶部汽封及轴

向密封。封汽效果较好。其不足之处是易于结垢。

### 3 汽封优化配置

从综合经济性和安全性角度出发,提出汽轮机汽封优化配置方案:

(1) 汽封齿材料,高温区采用铁素体型耐热不锈钢,低温区采用铜质材料。

(2) 汽封齿形状,采用封汽效果好的尖齿汽封圈。

(3) 合理设置汽封圈和汽封体的配合间隙,防止汽封圈卡涩。

(4) 采用螺旋压缩弹簧,使得支反力最佳并保持恒定。

采用上述优化措施的汽封圈如图2所示。首先在试验台上进行试验,获得如图3所示的性能曲线,图3曲线显示,采用铁素体型耐热不锈钢制成的汽封,能达到减小汽封间隙,保证机组安全运行的目的。

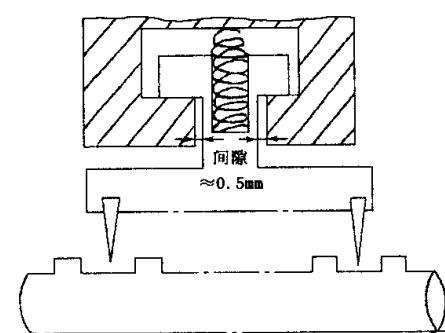


图2 优化汽封圈示意图

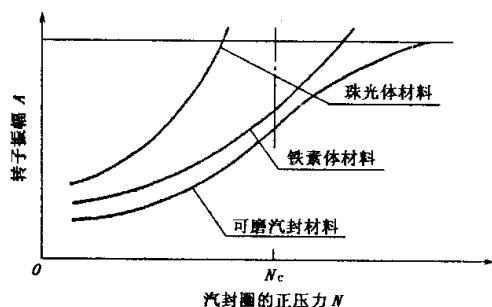


图3 不同材料汽封性能曲线

### 4 石景山热电厂 200 MW 机组轴封结构改造方案

#### 4.1 采取的改造措施

在分析了汽轮机汽封圈的功能、要求及各种

汽封圈的优缺点之后,根据石景山热电厂2号机的实际情况,从安全和综合经济性出发,采取了下列措施。

#### 4.1.1 采用特殊材料作汽封齿

汽封齿采用日本进口的KT5314材料,经特殊热处理后,其金相组织为100%铁素体。这种材料因具有即使淬火,也不会被淬硬的特点,所以用作汽封齿可以采用较小的间隙。材料性能见表1。

表1 汽封齿材料的性能

试样号	试样 牌号	化学成分	晶粒度	硬度1	硬度2
				(HRB)	(HRA)
990177	KT5314	合格	7	86.7~89.8	—
SF499003-1	KT5314	合格	7	86.7~89.8	60.5
SF499003-2	KT5314	合格	7	86.7~89.8	56.5
SF499003-3	KT5314	合格	7	86.7~89.8	55.5
SF499003-4	KT5314	合格	7	86.7~89.8	57.0

注:硬度1——退火状态试样硬度;

硬度2——试样经950℃油淬火后的硬度。

#### 4.1.2 研究热态中心变化规律,在冷态调整中心时进行修正

汽轮机通流部件的对中,直接关系到运转状态下动静部件的间隙。从安装状态(半空缸)到热态运行工况,转子中心会发生一定的变化,其变化的量值与机组结构、运行工况、暂态工况、安装情况等都有关系,主要影响因素有:

(1) 轴承座型式及轴承配置。

(2) 扣上半部汽缸时,通流间隙的变化。

(3) 联轴器预留张口(三支点轴系),以对各轴瓦负荷进行再分配,并考虑热态中心标高变化后各瓦的负荷,安装时在1号靠背轮(高中压转子间)处留下张口。在高中压通流间隙调好后,再连接靠背轮螺栓。此时为消除联轴器预留下张口,在靠背轮处加一个弯矩,该弯矩会引起高中压转子静挠度的变化。

(4) 轴承的安装方式

轴承瓦体与瓦套(箱体)之间是采用过盈配合,还是间隙配合,会影响热态时轴承中心的上升量。

(5) 油膜厚度,轴心位置

不同的轴承型式,运转时的轴心位置不一样。油膜厚度、轴心位置与润滑油温、轴承负荷、实际间隙等都有关系。

(6) 热态旋转时,因弹性模量变化引起的主轴挠度变化。

(7) 静子部件温度不均匀,热应力不均匀;排汽部分背压的变化,使位于排汽缸上的轴承座位移,引起热态中心变化。

(8) 热膨胀间隙、导向键(滑销)间隙因各种原因引起的偏移。

#### 4.1.3 改进汽封结构,保证汽封的退让灵活性和密封可靠性

石景山热电厂 2 号机为哈汽产 C145/N200-130/535/535 型 200 MW 超高压中间再热、供热抽汽冷凝式汽轮机。在 1999 年大修中对部分轴封进行了改造,更换了全部高压前轴封、高压后信号轴封及中压前信号轴封,即更换了 6 个轴封套和 26 圈汽封圈;汽封圈采用非调整、平板弹簧片支撑的特殊材料镶片结构,详见图 4 及图 5。

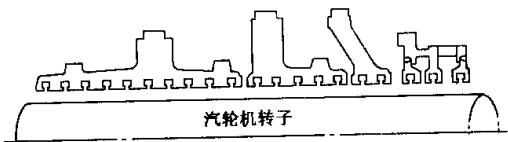


图 4 高压前轴封外形示意图

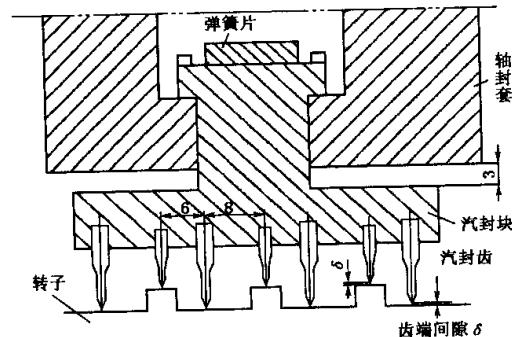


图 5 轴封典型结构图

更换的高压前、后轴封和中压前轴封的最外端轴封套上部各增开一个  $D_{g50}$  排汽孔,轴封套下部开孔情况没有变化。

#### 4.2 汽封径向间隙的选取

在综合考虑安全与经济各方面要求的前提下,又深入了解了采用类似汽封齿结构的邹县电厂 600 MW 机组装机、拆机汽封间隙记录,经过仔细研究,决定石景山热电厂 2 号机轴封改造,新汽封径向间隙采用表 2 给出的标准。

改造中,新汽封径向间隙严格按上述标准执行,实际采用的最小间隙为 0.5 mm。

#### 4.3 轴封改造的效果

##### 4.3.1 安全性分析

这次轴封改造耗时 160 工日,设备改造费用

约 40 多万元。大修后机组启动及并网顺利,从目前机组振动和汽封漏汽情况看,比大修前有显著改善,说明改造取得明显效果。

机组振动数据见表 3。

表 2 新汽封径向间隙  $\delta$

项 目	左	右	上左、上中、上右	下	mm
高压前 汽封	0.5 0.55	0.45 0.55	0.50~0.60 (贴 2 层橡皮膏加 1 层 0.10 纸轻印)	0.70~0.80 (贴 3 层橡皮膏加 1 层 0.10 纸轻印)	
高压后信 号汽封	0.5 0.55	0.45 0.55	0.50~0.60 (贴 2 层橡皮膏加 1 层 0.10 纸轻印)	0.55~0.65	
中压前信 号汽封	0.5 0.55	0.45 0.55	0.50~0.60 (贴 2 层橡皮膏加 1 层 0.10 纸轻印)	0.65~0.75	

表 3 1999 年改造前后机组振动值比较

日 期	负 荷 /MW	各瓦轴振		
		2 瓦	4 瓦	5 瓦
4 月 20 日(大修前)	200	82.4	130	99.4
7 月 19 日(大修后)	200	59.2	112	75.5

表 3 数据说明,改造中尽管减小了汽封间隙,但机组没有出现摩擦振动等不安全现象,而且监测到的振动值比改造前还小。

#### 4.3.2 经济性分析

采取计算和试验两种办法比较轴封改造前后漏汽量的变化。一方面将机组大修前、后汽封径向间隙的装机数据传送到东方汽轮机厂,用于计算汽封漏汽量的变化大小;另一方面由华北电力科学研究院通过现场测试来测定轴封改造的效果。

(1) 东方汽轮机厂的计算分析(只计算高压前轴封)

汽封漏汽量  $G$  同各影响因素的关系:  $G \propto \{\delta, \mu, D_g, p_0, 1/\sqrt{T_0}, 1/\sqrt{Z}\}$  ( $\delta$  为径向间隙,  $\mu$  为流量系数), 其中,入口滞止压力  $p_0$ 、滞止温度  $T_0$  与通流部分的结构及汽封漏汽量有关(如果汽封漏汽量变化不大,可看成是定数),汽封直径  $D_g$ ,齿数  $Z$  也是确定的。可变因素是因采用冷态中心修正,特殊的汽封齿材料得到的  $\delta$  值减小。改造前后的汽封间隙值如表 4。

表 4 改造前后的汽封间隙值

项 目	左	右	上	下	mm
改造前(1997 年)	0.65~0.75	0.65~0.75	0.70	0.90	
改造后(1999 年)	0.5~0.55	0.5~0.55	0.55	0.75~0.8	

额定工况下漏汽量计算:

$$G=0.036F \cdot [g \cdot (\rho_1^2 - \rho_2^2) / (Z \cdot \rho_1 \cdot V_1)]^{1/2}$$

改造前:假定汽封间隙在0.50~0.90 mm间流量系数 $\mu$ 不变,则平均间隙 $\delta_e=0.76$  mm,这时各段漏汽量的计算数据见表5。

表5 改造前各段轴封漏汽量的计算数据

项 目	各段轴封					
	1	2	3	4	5	6
直径 $D_g$ /mm	464	464	464	464	464	464
漏汽面积 $F/cm^2$	11.07	11.07	11.07	11.07	11.07	11.07
齿数 $Z$ /个	88	40	16	8	8	8
段前压力 $p_1/MPa$	9.73	3.75	0.68	0.13	0.13	0.10
段后压力 $p_2/MPa$	3.75	0.68	0.09	0.09	0.10	0.10
比容 $V_1/m^3 \cdot kg^{-1}$	0.034	0.089	0.49	—	—	—
漏汽量 $G/t \cdot h^{-1}$	6.63	3.61	1.03	—	—	—

改造后:假定汽封间隙在0.50~0.90 mm间流量系数 $\mu$ 不变,则平均间隙 $\delta_e=0.60$  mm,这时各段漏汽量的计算数据见表6。

改造后从调节级间漏汽量减小1.40 t/h,第一段汽封漏汽量减小了0.76 t/h,第二段汽封漏汽量减小了0.22 t/h,可以多增加功率198 kW。

综上所述,改造有较好的经济性,而更重要的是提高了机组运行的安全可靠性。

## (2) 华北电力科学研究院试验分析

采用改前改后对比的方法,考察汽封改造后

表7 改造前后测试比较

项 目	工况一		工况二		工况三		工况四	
	改前	改后	改前	改后	改前	改后	改前	改后
电负荷/MW	203.46	203.5	181.65	181.7	150.02	150.02	102.4	100.28
速度级压力/MPa	9.71	9.57	8.5775	6.9067	7.18	6.905	4.95	4.88
高压前汽封一段漏汽压力/MPa	0.4033	0.36	0.3425	0.32	0.267	0.25	0.15	0.13
中压前汽封一段漏汽压力/MPa	0.4167	0.34	0.3575	0.3	0.27	0.24	0.16	0.13
一段漏汽总流量/t · h <sup>-1</sup>	—	9.7	—	6.4	—	5.1	—	2.9
二段漏汽总流量/t · h <sup>-1</sup>	—	10.8	—	7.6	—	6.2	—	3.8

机组的安全性和经济性;要求改造前后对应工况的运行参数、热力系统、试验数据测试系统一致;均在200、180、150、100 MW负荷下进行,在每个工况点稳定20 min,试验记录20 min。

改造前后的测试表明:一、二段轴封漏汽量和高、中压前轴封一段漏汽压力均有明显变化,详见表6。

表6 改造后各段轴封漏汽量的计算数据

项 目	各段轴封					
	1	2	3	4	5	6
直径 $D_g$ /mm	464	464	464	464	464	464
漏汽面积 $F/cm^2$	8.74	8.74	8.74	8.74	8.74	8.74
齿数 $Z$ /个	88	40	16	8	8	8
段前压力 $p_1/MPa$	9.73	3.75	0.68	0.13	0.13	0.10
段后压力 $p_2/MPa$	3.75	0.68	0.09	0.09	0.09	0.10
比容 $V_1/m^3 \cdot kg^{-1}$	0.034	0.089	0.049	—	—	—
漏汽量 $G/t \cdot h^{-1}$	5.23	2.85	0.81	—	—	—

## 压力计算

$$p=b+kU$$

式中  $b$ —截距;

$k$ —所测信号的函数系数;

$U$ —所测信号电压值。

## 流量计算

$$G=0.01252 \cdot \beta^2 \cdot \varepsilon \cdot \alpha \cdot D_t^2 \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p}$$

(上接第 4 页)

式中  $\beta$ —孔板孔径与管道内径的截面比;

$\epsilon$ —体积膨胀修正系数;

$\alpha$ —节流装置的流量系数;

$D_t$ —膨胀后的管道内径;

$\rho$ —流体密度;

$\Delta p$ —流体差压值。

改后一段漏汽压力和漏汽量关系见图 6。

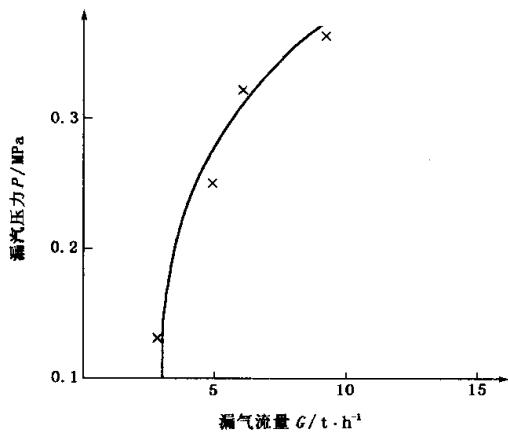


图 6 改造后一段漏汽压力与漏汽量关系曲线

从上述数据表格和曲线可以看出:

200 MW 负荷时,改后一段漏汽量比改前减少 2.8 t/h;

180 MW 负荷时,改后一段漏汽量比改前减少 1.4 t/h;

150 MW 负荷时,改后一段漏汽量比改前减少 0.5 t/h;

100 MW 负荷时,改后一段漏汽量比改前减少 0.7 t/h。

由此看出,轴封改造节能效果极其显著(尤其在高负荷时)。另外,这次只改造了高压前轴封部分,如果对高中压轴封全部加以改造,则经济效益更加可观。

## 5 主要结论

(1) 国产 200 MW 汽轮机组普遍存在汽封严重漏汽问题,对汽封结构进行改造势在必行。

(2) 石景山热电厂 2 号机轴封结构改造方案是可行的,显著提高了安全性和经济性。

建议在适当的时候,召开国产 200 MW 汽轮机组轴封改造研讨会,总结和进一步完善改进方案,加以推广应用,以便取得更好的经济效益。

(收稿日期:2000-06-27)