

DOI: 10.3901/JME.2014.24.171

# 汽轮机中压平衡活塞汽封间隙及漏汽量 在线监测的原理及应用\*

李 勇 黄生文 曹丽华

(东北电力大学能源与动力工程学院 吉林 132012)

**摘要:** 现有的测定中压平衡活塞汽封漏汽量的变汽温试验法存在一定的误差且不能实现在线监测。分析变汽温试验法存在的误差,并考虑中压平衡活塞汽封漏汽的影响,对某 300 MW 汽轮机进行变工况详细计算。结果表明,中压缸效率基本不受再热蒸汽流量、中压平衡活塞汽封漏汽量及再热蒸汽温度的影响。基于相邻两工况下中压平衡活塞汽封间隙一定及中压缸相对内效率相等的原理,提出中压平衡活塞汽封间隙、漏汽量及中压缸相对内效率的计算方法。利用变工况详细计算数据进行检验,以及与变汽温试验法测定结果进行比较,证明所提出的计算方法的有效性。利用所提出的计算方法,对某高中压合缸汽轮机在某一运行时段内的中压平衡活塞汽封间隙、中压平衡活塞汽封漏汽量、再热蒸汽流量及中压缸相对内效率进行实例计算。

**关键词:** 汽轮机; 中压平衡活塞; 汽封间隙; 在线监测

**中图分类号:** TK263

## Principle and Application of On-line Monitoring Method for Intermediate Pressure Balance Piston Seal Clearance and Leakage Flow in Steam Turbine

LI Yong HUANG Shengwen CAO Lihua

(School of Energy and Power Engineering, Northeast Dianli University, Jilin 132012)

**Abstract:** The existing method of measuring intermediate pressure(IP) balance piston seal leakage by temperature variation test exists some errors and cannot achieve on-line monitoring. The errors of the temperature variation test method are analyzed, and the detailed variable condition calculations which considering IP balance piston seal leakage for a 300 MW steam turbine are performed. The results show that the IP turbine efficiency is basically not influenced by reheated steam flow, IP balance piston seal leakage and reheat steam temperature. The new calculation methods of balance piston seal clearance, IP balance piston seal leakage and IP turbine efficiency are put forward which based on the balance piston seal clearance and IP turbine efficiency are equivalent at two adjacent working conditions. By the detailed variable condition calculations results and temperature variation test results, the effectiveness of the new calculation methods is proved. The IP balance piston seal clearance, IP balance piston seal leakage flow, reheated steam flow and IP turbine efficiency for a steam turbine in a certain period are computed.

**Key words:** steam turbine; intermediate pressure(IP) balance piston; seal clearance; on-line monitoring

## 0 前言

目前高参数大容量汽轮机广泛采用高中压合缸结构,利用平衡活塞平衡汽轮机的轴向推力。由于平衡活塞汽封两侧有较大的压差,会有部分蒸汽通过平衡活塞漏出。准确确定出平衡活塞汽封间隙及漏汽量,对于准确确定平衡活塞汽封的运行状态,

分析汽轮机运行经济性降低的原因和部位,具有重要的意义<sup>[1-2]</sup>。

中压平衡活塞汽封间隙及漏汽量的确定受到运行和设计及制造部门的普遍重视。张宏涛等<sup>[3]</sup>分析了汽轮机不同的汽封结构对气动特性、密封机理及密封效果的影响;曹丽华等<sup>[4]</sup>对汽轮机动叶顶部漏汽的流动特性进行了分析;HOPSON<sup>[5-6]</sup>提出分别改变主蒸汽温度和再热蒸汽温度后中压缸相对内效率和中压平衡活塞汽封漏汽率相等的原理,采用变汽温试验法来间接测定中压平衡活塞汽封漏汽率。

\* 国家自然科学基金(51376041)和吉林省科技发展规划(20110409)资助项目。20131226 收到初稿,20140715 收到修改稿



化情况, 对两工况下中压平衡活塞漏汽率进行了计算。所采用的数据见表 1<sup>[9]</sup>。

表 1 变汽温试验相关计算数据

项目	工况 1	工况 2
调节级后温度/℃	467.45	438.81
调节级后压力/MPa	9.167	9.170
再热蒸汽温度/℃	521.00	536.89
高压缸排汽压力/MPa	2.998	3.021
中压平衡活塞汽封段初温度/℃	430.97	397.59

计算中, 先由调节级后蒸汽焓和高压缸排汽压力确定中压平衡活塞汽封前的蒸汽温度。由式(4)可得, 工况 2 和工况 1 两种工况下的中压平衡活塞汽封漏汽率之比为

$$\frac{\alpha_{l2}}{\alpha_{l1}} = 1.0348$$

而现有变汽温法认为上述两工况下的中压平衡活塞汽封漏汽率保持不变。显然, 这种假定导致中压平衡活塞汽封漏汽率产生 3.48% 的误差, 从而也必然引起中压缸相对内效率的误差。而且, 由式(4)可见, 这种误差与两工况下的再热蒸汽热力学温度之比的平方根成正比, 与中压平衡活塞前热力学温度之比的平方根成反比。

## 2 中压缸相对内效率影响因素分析

文献[7]认为, 当只研究中压平衡活塞漏汽对中压缸相对内效率的影响时, 可简单地按平衡活塞汽封漏汽在中压缸第一级前与中压缸进口再热蒸汽均匀混合处理。考虑到中压平衡活塞汽封漏汽的影响, 中压缸相对内效率

$$\eta_M = \frac{h_m - h_p}{h_m - h_t} \quad (5)$$

式中  $\eta_M$  ——中压缸相对内效率;

$h_m$  ——中压平衡活塞汽封漏汽与中压缸再热蒸汽的混合蒸汽焓;

$h_p$  ——中压缸排汽焓;

$h_t$  ——考虑中压缸进汽损失时中压平衡活塞汽封漏汽与再热蒸汽的混合蒸汽理想排汽焓。

为了说明运行工况对中压缸相对内效率的影响, 以某 300 MW 汽轮机为例, 通过变工况详细计算, 分别得到主蒸汽流量、中压平衡活塞汽封间隙和再热蒸汽温度对中压缸相对内效率的影响情况。如图 2~4 所示。

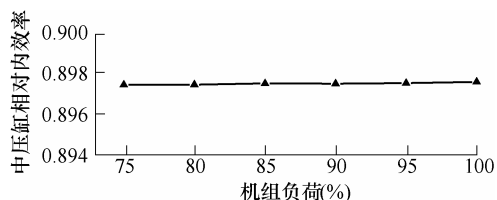


图 2 中压缸相对内效率随机组负荷的变化

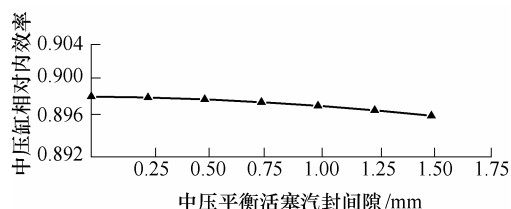


图 3 中压缸相对内效率随中压平衡活塞汽封间隙的变化

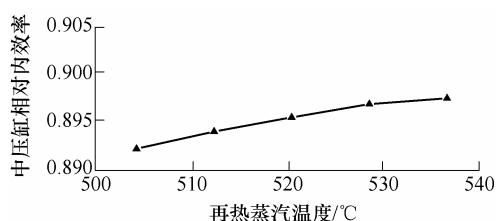


图 4 中压缸相对内效率随再热蒸汽温度的变化

由图 2 可见, 在同一中压平衡活塞汽封间隙下, 中压缸相对内效率在机组负荷偏离额定负荷较大范围内基本不随负荷变化, 即中压缸相对内效率不受再热蒸汽流量大小的影响。

由图 3 可见, 在同一负荷下, 当中压平衡活塞汽封间隙增大到设计值的 2 倍时, 中压缸相对内效率变化 0.138%, 即中压平衡活塞汽封漏汽量增加时, 对中压缸相对内效率的影响也很小。

由图 4 可见, 保持其他条件不变, 再热蒸汽温度由额定值减低 32.5 °C 时, 中压缸相对内效率相对下降 0.53%。受运行安全条件限制, 实际运行汽轮机的再热蒸汽温度不能大幅度变化, 所以其中压缸相对内效率几乎不变。

通过上述定性与定量分析可以看出, 只要中压缸通流部分结构状态一定, 中压缸相对内效率不受主蒸汽流量(包括再热蒸汽流量)、中压平衡活塞汽封间隙及再热蒸汽温度的影响。此也是现有的变汽温法测定中压缸相对内效率的理论基础。

## 3 中压平衡活塞漏汽量在线监测原理

依据相邻两工况下中压平衡活塞汽封间隙一定及中压缸相对内效率相等的原理, 这里给出中压平衡活塞汽封间隙及漏汽量的在线监测方法。

### 3.1 再热蒸汽流量计算

高中压合缸汽轮机蒸汽系统简图如图 5 所示。

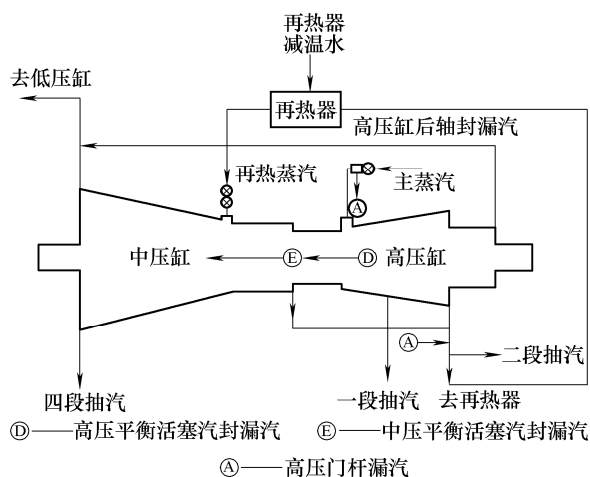


图 5 高中压合缸汽轮机蒸汽系统示意图

由图 5 可见，忽略高中压主汽门和高中压调节汽门门杆漏汽，再热蒸汽流量

$$G_r = G_0 - G_h - G_{e1} - G_{e2} - G_s + (G_h - G_l) + G_z$$

式中  $G_0$  ——主蒸汽流量；

$G_h$  ——高压平衡活塞汽封漏汽量；

$G_{e1}, G_{e2}$  ——1 号和 2 号高压加热器抽汽流量；

$G_s$  ——高压缸后轴封漏汽流量；

$G_z$  ——再热器减温水流量。

令

$$G_m = G_r + G_l$$

式中  $G_m$  ——再热蒸汽流量与中压平衡活塞汽封漏汽流量之和。

$$G_m = G_0 - G_{e1} - G_{e2} - G_s + G_z \quad (6)$$

$$G_r = G_m - G_l \quad (7)$$

考虑到汽轮机实际运行过程中，凝结水流量的测量精度较高。故这里以实测凝结水流量为基准，利用各高压加热器、除氧器的热平衡和系统物质平衡，计算得到主蒸汽流量及高压缸上各段回热抽汽流量<sup>[15]</sup>。

### 3.2 中压缸第一级喷嘴后压力的计算

由于中压缸第一级喷嘴后压力不易实测，可由再热蒸汽参数和再热蒸汽流量确定中压缸第一级喷嘴后压力。

由汽轮机原理可知<sup>[14]</sup>

$$G_r = 0.648\beta A_n \sqrt{p_r \rho_r} \quad (8)$$

式中  $\beta$  ——彭台门系数；

$\rho_r$  ——再热蒸汽密度；

$A_n$  ——中压缸第一级喷嘴面积。

考虑到

$$\beta = \sqrt{1 - \left( \frac{\varepsilon_n - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c} \right)^2} \quad (9)$$

$$p_n = \varepsilon_n p_r \quad (10)$$

式中  $\varepsilon_n$  ——中压缸第一级喷嘴前后压比；

$\varepsilon_c$  ——中压缸第一级喷嘴临界压比。

综合式(8)~(10)，得到中压缸第一级喷嘴后压力

$$p_n = p_r \left[ \varepsilon_c + (1 - \varepsilon_c) \sqrt{1 - \left( \frac{G_r}{0.648 A_n \sqrt{p_r \rho_r}} \right)^2} \right] \quad (11)$$

### 3.3 中压平衡活塞汽封漏汽量计算

蒸汽在平衡活塞汽封内流动状态的判断见文献[14]。这里，考虑到蒸汽在中压平衡活塞内的流动主要为亚临界流动状态，则中压平衡活塞漏汽量可表示为<sup>[14]</sup>

$$G_l = \mu_l \pi d_l \delta_l \sqrt{\frac{p_g^2 - p_n^2}{z R T_0}} \quad (12)$$

式中  $\mu_l$  ——中压平衡活塞汽封流量系数；

$$\mu_l = \sqrt{\frac{2\delta_l}{\lambda t_l}};$$

$d_l$  ——中压平衡活塞汽封直径；

$\delta_l$  ——中压平衡活塞汽封间隙；

$p_g$  ——高压缸排汽压力；

$z$  ——汽封段齿数；

$R$  ——蒸汽气体常数；

$T_0$  ——中压平衡活塞汽封前蒸汽热力学温度。

$\lambda$  ——汽封阻力系数；

$t_l$  ——轴封齿节距。

对于确定的轴封直径、轴封齿节距，并忽略汽封间隙变化所引起的阻力系数的变化，则中压平衡活塞汽封流量系数只是汽封间隙的函数，其不随运行工况的变化而变化。

### 3.4 中压缸相对内效率计算

由能量平衡计算出对应的混合蒸汽焓

$$h_m = \frac{(G_m - G_l)h_r + G_l h_l}{G_m} \quad (13)$$

式中  $h_m$  ——再热蒸汽焓；

$h_l$  ——中压平衡活塞汽封漏汽焓。

由式(5)可得汽轮机中压缸相对内效率。

### 3.5 相邻工况再热蒸汽及中压平衡活塞漏汽量

在汽轮机运行过程中，对于相邻的两个工况，可认为其中压平衡活塞汽封间隙为定值。而在负荷

偏离额定负荷的较大范围内, 汽轮机中压缸相对内效率几乎不变。为此, 引入另一工况的相关参数, 即, 再热蒸汽流量

$$G'_r = G'_m - G'_l \quad (14)$$

中压缸第一级喷嘴后压力

$$p'_n = p'_r \left[ \varepsilon_c + (1 - \varepsilon_c) \sqrt{1 - \left( \frac{G'_r}{0.648 A_n \sqrt{p'_r \rho'_r}} \right)^2} \right] \quad (15)$$

中压平衡活塞汽封漏汽量

$$G'_l = \mu_l \pi d_l \delta_l \sqrt{\frac{p_g'^2 - p_n'^2}{z R T_0'}} \quad (16)$$

再热蒸汽与中压平衡活塞汽封漏汽混合焓

$$h'_m = \frac{(G'_{zm} - G'_l)h'_r + G'_l h'_l}{G'_m} \quad (17)$$

式中  $G'_r$  —— 工况 2 再热蒸汽流量;

$G'_m$  —— 工况 2 再热蒸汽与中压平衡活塞汽封漏汽流量之和;

$G'_l$  —— 工况 2 中压平衡活塞汽封漏汽流量;

$p'_n$  —— 工况 2 中压缸第一级喷嘴后压力;

$p'_r$  —— 工况 2 再热蒸汽压力;

$\rho'_r$  —— 工况 2 再热蒸汽密度;

$p'_g$  —— 工况 2 高压缸排汽压力;

$T_0'$  —— 工况 2 中压平衡活塞汽封前蒸汽的热力学温度;

$h'_m$  —— 工况 2 再热蒸汽与中压平衡活塞汽封漏汽混合焓;

$h'_r$  —— 工况 2 再热蒸汽焓;

$h'_l$  —— 工况 2 中压平衡活塞汽封漏汽焓。

### 3.6 中压平衡活塞汽封间隙计算

由于认为相邻两工况的中压缸相对内效率几乎不变, 则有

$$\eta_M = \frac{h'_m - h'_p}{h'_m - h'_l} \quad (18)$$

式中  $h'_p$  —— 工况 2 中压缸排汽焓;

$h'_l$  —— 工况 2 中压平衡活塞汽封漏汽与再热蒸汽的混合蒸汽理想排汽焓。

将式(16)、(17)代入式(18), 得到汽封间隙

$$\delta_l = \frac{C}{\mu_l \pi d_l} \quad (19)$$

$$C = \frac{G'_m(h'_p - \eta_M h'_l) - G'_m(1 - \eta_M)h'_r}{(1 - \eta_M)(h'_l - h'_r) \sqrt{\frac{p_g'^2 - p_n'^2}{z R T_0'}}} \quad (20)$$

### 3.7 中压平衡活塞汽封漏汽量的在线计算方法

中压平衡活塞汽封漏汽量的计算具体步骤如下。

(1) 首先假定中压平衡活塞汽封间隙以及工况 1 和工况 2 两工况下的再热蒸汽流量、中压平衡活塞汽封漏汽量、中压缸第一级喷嘴后压力。

(2) 由式(7)、式(11)和式(12)得到工况 1 新的再热蒸汽流量、中压平衡活塞汽封漏汽量、中压缸第一级喷嘴后压力。

(3) 由式(13)和式(5)得到中压缸的相对内效率。

(4) 由式(14)~(16)得到工况 2 新的再热蒸汽流量、中压平衡活塞汽封漏汽量、中压缸第一级喷嘴后压力。

(5) 由式(19)、(20)得到新的中压平衡活塞汽封间隙。

(6) 检验新得到的汽封间隙以及工况 1 和工况 2 两工况下的再热蒸汽流量、中压平衡活塞汽封漏汽量、中压缸第一级喷嘴后压力与假定值之间是否满足给定的精度。满足给定的精度时, 则计算结束; 否则, 将新得到的汽封间隙以及工况 1 和工况 2 两工况下的再热蒸汽流量、中压平衡活塞汽封漏汽量、中压缸第一级喷嘴后压力代入步骤(2), 直至前后两次的计算结果满足给定的精度。

(7) 由式(12)、(16)、(5)或式(18)可得到相应中压平衡活塞汽封漏汽量和中压缸相对内效率。

## 4 中压平衡活塞漏汽量计算的检验

### 4.1 采用变工况计算结果检验

为说明所提出的中压平衡活塞汽封漏汽量监测方法的有效性, 以某 300 MW 汽轮机为例, 利用变工况详细计算所得到的相关数据, 采用本文提出的中压平衡活塞汽封间隙计算方法, 对中压平衡活塞汽封间隙进行计算。各不同负荷工况组合计算的中压平衡活塞汽封间隙值见表 2。

由表 2 可见, 5 个工况中任意两两组合计算出 10 组中压平衡活塞汽封间隙值, 其算术平均值为 0.759 mm, 与中压平衡活塞汽封间隙设计值 0.75 mm 相比相对误差为 1.2%, 表明该方法满足工程实际应用要求。

表 2 不同负荷工况组合计算的汽封间隙值 mm

机组电功率/MW	机组电功率/MW			
	300	285	270	240
285	0.740 2	—	—	—
270	0.735 3	0.731 1	—	—
240	0.773 9	0.768 7	0.763 1	—
225	0.773 6	0.769 0	0.763 8	0.771 4

## 4.2 采用变汽温热力试验结果检验

为进一步验证中压平衡活塞汽封漏汽量计算方法的有效性,以某 300 MW 亚临界高中压合缸汽轮机为例,进行大修后中压平衡活塞汽封漏汽率的计算,并与变汽温试验法的测定结果进行对比。

大修后进行变汽温热力试验在两阀全开工况进行,两工况分别如下:工况 1,主蒸汽温度额定,降低再热蒸汽温度;工况 2,再热蒸汽温度额定,降低主蒸汽温度。试验方法及试验条件见文献[5-6]。相关参数依据 ASME PTC 6-2004 规定进行测量。试验原始数据经整理后见表 3。

表 3 变汽温试验工况数据

参数	工况 1	工况 2
机组电功率/MW	261.667	261.582
调节级后压力/MPa	8.217	8.191
调节级后温度/℃	453.834	429.519
再热蒸汽压力/MPa	2.374	2.382
再热蒸汽温度/℃	511.3	530.05
中压缸排汽压力/MPa	0.362 7	0.365 4
中压缸排汽温度/℃	262.46	275.66

两工况下分别假定中压平衡活塞汽封漏汽率为 0%和 6%,计算出相应的中压缸效率,并绘出中

压缸效率随假定中压平衡活塞汽封漏汽率的变化曲线,如图 6 所示。

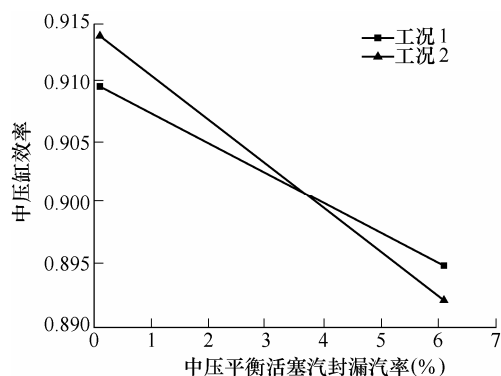


图 6 中压缸效率随中压平衡活塞汽封漏汽率的变化曲线

查取两工况下曲线的交点横坐标,即求出大修后中压平衡活塞汽封漏汽率为 3.51%。

利用同一时间段内进行的其他不同负荷的热力性能试验工况的数据,采用本文提出的方法计算中压平衡活塞汽封间隙、中压缸相对内效率以及各工况的中压平衡活塞汽封漏汽流量、再热蒸汽流量及中压平衡活塞汽封漏汽率。表 4 给出了相邻不同负荷工况组合的相应计算结果。

表 4 热力试验数据计算结果

机组电功率/MW	中压平衡活塞汽封间隙/mm	中压缸相对内效率	中压平衡活塞汽封漏汽流量/(t/h)	再热蒸汽流量/(t/h)	中压缸第一级喷嘴后压力/MPa	中压平衡活塞汽封漏汽率(%)	与变汽温法结果的相对误差(%)
297.10	1.723 6	0.901 9	27.240 5	901.866 7	2.847 9	3.02	-13.95
224.95			20.289 3	646.082 1	2.457 3	3.14	-10.53
304.79	1.905 5	0.900 9	31.983 3	909.175 6	2.912 6	3.52	0.22
256.75			27.152 6	761.606 0	2.460 1	3.57	1.57

表 4 中,各工况下中压平衡活塞汽封漏汽率的平均值为 3.31%,与变汽温试验法测定结果相比相对误差为 5.67%,说明本文所提出计算方法能很好地反映中压平衡活塞汽封漏汽状况,并且能在线计算出各工况下再热蒸汽流量、中压缸相对内效率、中压平衡活塞汽封间隙。

## 5 应用实例

某 660 MW 超临界高中压合缸汽轮机,其平衡活塞结构与 300 MW 高中压合缸汽轮机结构相似。采用本文所提出方法对其中压平衡活塞汽封漏汽量、中压缸相对内效率以及中压平衡活塞汽封间隙进行在线计算。

图 7 给出了该时段内汽轮发电机组电功率的变化情况。利用相邻两工况参数计算得到不同工况下的再热蒸汽流量、中压缸第一级喷嘴后压力、中压

平衡活塞汽封漏汽量、中压缸相对内效率,从而得到中压平衡活塞汽封间隙值。上述各量随时间的变化情况如图 8~12 所示。

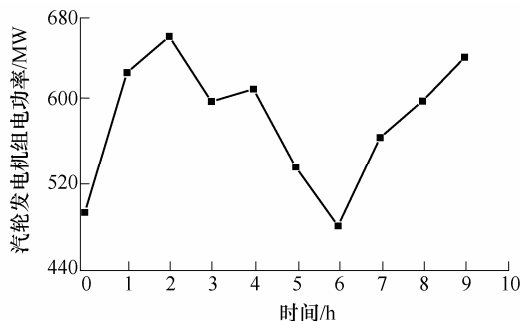


图 7 计算工况下汽轮发电机组电功率

由图 8 和图 9 可以看出,再热蒸汽流量和中压缸第一级喷嘴后的压力与汽轮发电机组的电功率的变化趋势相同,这一点与理论分析结果是吻合的,说明了计算结果的正确性。

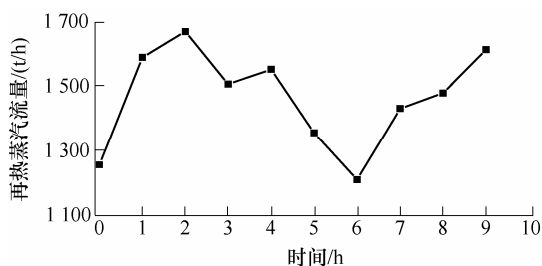


图 8 计算工况下再热蒸汽流量

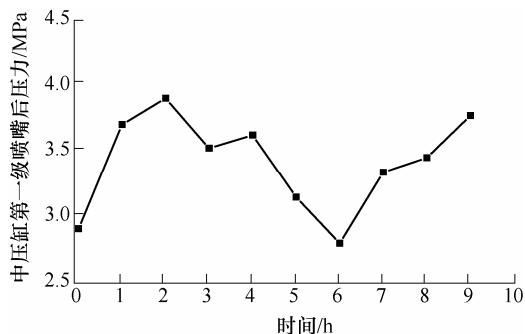


图 9 计算工况下中压缸第一级喷嘴后压力

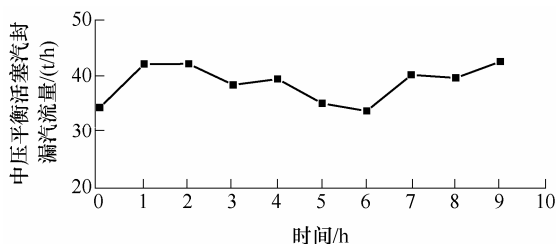


图 10 中压平衡活塞汽封漏汽流量随时间变化情况

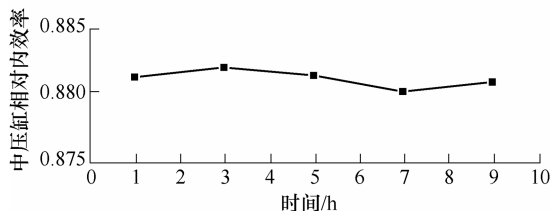


图 11 计算工况下中压缸相对内效率

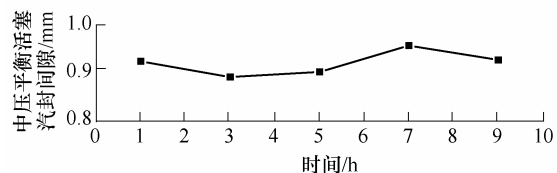


图 12 计算工况下中压平衡活塞汽封间隙

同时, 由图 10~12 还可以看出, 由于采用本文提出的方法比较准确地确定出再热蒸汽流量和中压缸第一级喷嘴后的压力, 从而实现了对中压平衡活塞的漏汽量、中压缸相对内效率以及中压平衡活塞汽封间隙的在线计算。由图 11 和图 12 可以看出, 在所计算时段内, 尽管汽轮发电机组的电功率波动将近 200 MW, 但中压缸相对内效率和中压平衡活

塞汽封间隙计算值随时间只有微小波动, 说明中压缸相对内效率和中压平衡活塞汽封间隙的计算结果基本不受运行参数和汽轮发电机组负荷的影响, 表明了本文所提出计算方法的有效性。

## 6 结论

(1) 变汽温法需要进行两次大幅度变化主蒸汽温度 and 再热蒸汽温度的试验, 并且要求两工况的主蒸汽流量等参数保持不变, 锅炉调节的难度大。同时, 变汽温前后两工况的中压平衡活塞汽封漏汽率有一定的偏差, 会使计算结果产生 3.48% 的误差, 而且不能实现在线监测。

(2) 本文所提出的中压平衡活塞汽封间隙、漏汽量及中压缸相对内效率的在线监测方法, 对相邻两工况下的运行参数无特殊要求, 便于实现在线监测。

(3) 基于相邻两工况中压平衡活塞汽封间隙和中压缸相对内效率相等的原理, 利用两相邻工况的实测运行数据, 计算中压平衡活塞汽封间隙大小, 进而计算出各工况的中压平衡活塞汽封漏汽流量及再热蒸汽流量, 所得到的计算结果得到了汽轮机变工况详细计算、汽轮机热力试验结果的证明。

(4) 本文提出的高中压合缸汽轮机中压平衡活塞汽封间隙、漏汽量及中压缸相对内效率在线监测方法, 对于完善高中压合缸汽轮机相关参数测量, 有一定的指导意义。

## 参 考 文 献

- [1] 吴季兰. 汽轮机设备及系统[M]. 北京: 中国电力出版社, 1998.  
WU Jilan. Steam turbine equipment and system[M]. Beijing: China Electric Power Press, 1998.
- [2] 李勇, 曹丽华. 汽轮机热经济性诊断技术及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2012.  
LI Yong, CAO Lihua. Diagnosis technology for thermal economic performance of steam turbine and its application[M]. Beijing: Science Press, 2012.
- [3] 张宏涛, 王祥锋, 颜培刚, 等. 迷宫和薄叶气封结构与气动特性的对比分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(22): 148-153.  
ZHANG Hongtao, WANG Xiangfeng, YAN Peigang, et al. Comparative analysis of seal structure and aerodynamic characteristics of labyrinth and leaf leals[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(22): 148-153.

- [4] 曹丽华, 张冬雪, 胡鹏飞, 等. 汽轮机动叶栅顶部泄漏流的数值分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 172-177.  
CAO Lihua, ZHANG Dongxue, HU Pengfei, et al. Numerical analysis of tip leakage flow in steam turbine rotor cascades[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4): 172-177.
- [5] HOPSON W. Finding and fixing leakage within combined HP-IP steam turbines: Part I[J]. Power, 2007, 115(7): 26-33.
- [6] HOPSON W. Finding and fixing leakage within combined HP-IP steam turbines: Part II[J]. Power, 2007, 115(8): 35-43.
- [7] 蒋寻寒, 曹祖庆. 高中压合缸汽轮机中间分隔轴封漏汽测试[J]. 热力透平, 2006, 35(3): 184-187.  
JIANG Xunhan, CAO Zuqing. N2 leakage test for HP-IP combined casing[J]. Thermal Turbine, 2006, 35(3): 184-187.
- [8] 钟平, 施延洲, 王祝成. 大型汽轮机高中压缸中间轴封漏汽量测试研究[J]. 热力发电, 2006(1): 44-47, 51.  
ZHONG Ping, SHI Yanzhou, WANG Zhucheng. Research on N2 leakage test of large-scale steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2006(1): 44-47, 51.
- [9] 赵伟光, 樊庆林, 陈显辉, 等. 高中压合缸汽轮机的冷却蒸汽确定方法试验研究[J]. 汽轮机技术, 2011, 53(3): 187-189.  
ZHAO Weiguang, FAN Qinglin, CHEN Xianhui, et al. Experimental studies to determine the high pressure cooling steam of HP&IP combined cylinder turbine[J]. Turbine Technology, 2011, 53(3): 187-189.
- [10] 胥建群, 蒋寻寒, 曹祖庆. 高中压合缸分隔轴封漏汽计算方法与误差分析[J]. 热力透平, 2009, 38(2): 102-105.  
XU Jianqun, JIANG Xunhan, CAO Zuqing. The calculation and error analysis for HP-IP midspan packing leakage in steam turbines[J]. Thermal Turbine, 2009, 38(2): 102-105.
- [11] 李刚, 胥建群, 曹祖庆, 等. 中间分隔轴封漏汽及中压缸效率计算方法[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(26): 23-28.  
LI Gang, XU Jianqun, CAO Zuqing, et al. Research on calculation of N2 leakage and intermediate pressure turbine efficiency[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(26): 23-28.
- [12] 张赞, 胥建群, 李刚, 等. 汽轮机中间分隔轴封漏汽对热耗率影响的分析与计算[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(26): 10-17.  
ZHANG Yun, XU Jianqun, LI Gang, et al. Analysis and calculation of the impact of N2 leakage on heat rate[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(26): 10-17.
- [13] 李勇, 黄生文, 曹丽华. 高中压合缸汽轮机中压平衡活塞汽封漏气率影响因素分析[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(1): 13-17.  
LI Yong, HUANG Shengwen, CAO Lihua. Analysis on the influence factors of intermediate pressure balance piston seal leakage rate in steam turbine with a combined HP-IP cylinder[J]. Thermal Turbine, 2014, 56(1): 13-17.
- [14] 剪天聪. 汽轮机原理[M]. 北京: 水利电力出版社, 1992.  
JIAN Tiancong. Principles of steam turbines[M]. Beijing: Water Resources and Electric Power Press, 1992.
- [15] 李勇, 王建军, 曹丽华. 汽轮机主蒸汽流量在线监测方法研究[J]. 热力发电, 2011, 40(4): 33-36.  
LI Yong, WANG Jianjun, CAO Lihua. Study on the on-line monitoring method of main steam flow rate for steam turbines[J]. Thermal Power Generation, 2011, 40(4): 33-36.

作者简介: 李勇, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽轮机运行性能诊断和优化运行技术。

E-mail: liyong6883@163.com

黄生文, 男, 1989 年出生。主要研究方向为汽轮机运行性能诊断和优化运行技术。

E-mail: hshengwen123@163.com