

# 一种汽轮机组排汽干度的在线软测量方法

张春发, 赵宁, 王惠杰

(电站设备状态监测与控制教育部重点实验室(华北电力大学), 河北省 保定市 071003)

## A Flexible On-line Monitoring Method of the Exhaust Steam Dryness in Steam Turbine

ZHANG Chun-fa, ZHAO Ning, WANG Hui-jie

(Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment (North China Electric Power University),  
Ministry of Education, Baoding 071003, Hebei Province, China)

**ABSTRACT:** With the development of computer information technology, it is possible to monitor and analyze features of large steam turbine-generator units on line. The heat consumption rate and the dryness in steam turbine are two important indices. Based on the analyses of those existed calculation methods for turbine varying condition, the paper gives a sequential varying condition calculation that starts with steam extraction of the final stage or the second final stage (superheated steam condition). According to the initially assumed final stage flow, the thermodynamic parameters before the final stage, and the backpressure, the flow patterns of the stage can be distinguished by a discrimination criterion of varying condition, then a stage varying condition calculation can be conducted in sequence from the front parameter of the final stage, so the new exhaust steam enthalpy and the exhaust steam dryness can be got, and the precise heat consumption rate and the exhaust enthalpy (or the dryness) of the steam turbine can be got easily. Obviously, without measuring the flow or the exhaust steam dryness, the heat consumption rate and the dryness of the units can be monitored on line relatively accurately.

**KEY WORDS:** discrimination criteria of the flow patterns; dryness of the exhaust steam; varying condition calculation; on-line monitoring

**摘要:** 随着信息计算机技术的发展,对大型汽轮发电机组性能进行在线监测及分析成为可能。机组热耗率和干度是 2 个被监测的重要指标。通过对已往的汽轮机变工况计算的方法分析,该文提出以汽轮机末级抽汽或次末级抽汽(过热蒸汽状态)为计算起点的汽轮机的顺序变工况核算方法。根据初始假定的末级流量和现场实际的末级前热力状态和背压,用汽轮机变工况流型判别准则,判别级的流型,然后从未级前参数开始顺序进行一次级的变工况核算,得到新的排汽焓和排汽干度,最后算得机组热耗率和排汽焓(或排汽干度)。

该方法不用测量流量,也不用测量排汽干度,就能比较准确地在线监测机组热耗率和排汽干度。

**关键词:** 流型判别准则; 排汽干度; 变工况计算; 在线监测

## 0 引言

随着信息计算机技术的发展,对大型汽轮发电机组性能进行在线监测及分析成为可能。而机组热耗率和干度是 2 个被监测的重要指标,所以如何准确有效地监测这两个指标,关系到被监测系统的品质,具有十分重要的意义。

中国电站汽轮机热力性能验收实验规程(GB 8117—1987)的热力计算方法以测量主给水流量为基准,对高中压缸及其相联的回热加热器进行热力计算,确定主蒸汽量和再热蒸汽量以及锅炉吸热量,最后用发电机功率除以锅炉吸热量得到机组热耗率。由于只需作部分热力计算,而非全系统热力计算,因此这种方法避开了汽轮机尾部排汽焓问题,然而其热耗在线准确度会出现较大误差<sup>[1]</sup>。在热力校核实验中,流量测量一般用精度较高的长颈喷管,在确定的校核工况(水的温度和压力)下,流量相对误差为 1%,计算时水温每相差 5℃误差增加 1%,机组在变负荷运行时所测水温变化很大,可相差几十度,加之长期运行使测量仪表关键尺寸结垢或冲刷变形,使流量测量累计误差高达 2%~4%,而该误差正比于所监测的能耗误差。若以标准煤 300 g/(kW·h)计,其误差可达 6~12 g/(kW·h)<sup>[2-3]</sup>。

另一种能耗率计算方法是进行全系统热力计算,该方法唯一的困难是汽轮机尾部排汽焓测量的问题<sup>[2]</sup>,但迄今为止还没有一种被普遍认同的测量方法,因而在当前技术条件下,通过测量排汽干度在线计算机组热耗率是不可能的。本文采用在线监测

基金项目: 国家 863 高技术基金项目(2007AA041105)。

The National High Technology Research and Development of China (863 Programme)(2007AA041105)。

得到的压力温度数据和汽轮机末级的结构设计数据,利用汽轮机变工况流型判别准则判别级的流型,提出一种简单的汽轮机末级详细变工况计算方法,再现了汽轮机尾部蒸汽的热力学状态,得出排汽干度和机组的热耗率。此方法摒弃了传统逆序核算的繁琐性和不易收敛性,及传统顺序核算方法和简洁核算方法在计算过程采用诸多假设的不准确性<sup>[4-6]</sup>,是处理汽轮机末级变工况问题的便捷有效的方法。

## 1 汽轮机变工况流型判别准则

汽轮机是由许多串联的级所构成的级组。汽轮机变工况基础是级的变工况,级变工况的难点是末级变工况。工质跨音速时在流场中产生马赫线,流场以马赫线为分界线形成性质不同的若干解析区域<sup>[7]</sup>。流体的许多物理量在跨越马赫线时不是连续可导的,这就要求把流场精确恰当地分成若干区域,然后对各区域分别进行计算<sup>[8-10]</sup>。首先假设:蒸汽参数 $p\nu^k$ 为常数,流动是一元稳定绝热的,彭台门系数采用椭圆近似公式,则

喷嘴流量为

$$G_n = \mu_n A_n \frac{\sqrt{2c_p T_0^0}}{\nu_0^0} \tau_1^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{1-\tau_1} \quad (1)$$

式中:  $A_n$ 为喷嘴出口面积;  $c_p$ 为定压比热;  $\mu_n$ 为喷嘴流量系数;  $\nu$ 为比容; 右标<sub>0</sub>表示喷嘴前的滞止参数; 下标1表示喷嘴出口参数; 右标<sub>1</sub>表示动叶前的滞止参数; 下标2表示动叶出口参数; 喷嘴温降比 $\tau_1 = T_1/T_0^0$ 。

动叶流量为

$$G_b = \mu_b A_b \frac{\sqrt{2c_p T_0^0}}{\nu_0^0} (\tau_1 \tau)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \tau_2^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{1-\tau_2} \quad (2)$$

式中:  $A_c$ 为动叶出口面积;  $\mu_b$ 为动叶流量系数; 相对速度滞止温升比 $\tau = T_1^0/T_1$ ; 动叶温降比 $\tau_2 = T_2/T_1^0$ 。

由 $G_b = G_n$ 可得到连续性方程

$$K \sqrt{1 - \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}} = \sqrt{1 - \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}} \quad (3)$$

式中:  $K = \frac{A_b}{A_n} (\tau_1 \tau)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$ ;  $\varepsilon_1 = P_1/P_0^0$ ;  $\varepsilon = P_1^0/P_1$ ;

$\varepsilon_2 = P_2/P_1^0$ ;  $\varepsilon_c$ 为喷嘴临界压比。

当级的初参数不变,级后压力逐渐降低时,可以观察到有2种物理现象发生:一种是动叶先达到临界;另一种现象恰好相反,喷嘴先达到临界,同时动叶为亚临界。为深入研究这种现象产生的原因

和引起的影晌,定义第1类现象的级为I型机,发生第2类现象的级为II型机。

若喷嘴恰为临界,则 $\varepsilon_1 = \varepsilon_c$ ,  $K = K_{M_1=1}$  ( $K_{M_1=1}$ 称为级流型判别准则数),式(3)变为

$$K_{M_1=1} \sqrt{1 - \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}} = 1 \quad (4)$$

由式(4)很容易得到以下级流型判别定理:

(1) 若 $K_{M_1=1} > 1$ ,则 $\varepsilon_2$ 有解,且 $\varepsilon_2 > \varepsilon_c$ ,说明级是II型机。

(2)  $K_{M_1=1} = 1$ ,则 $\varepsilon_2 = \varepsilon_c$ ,说明级喷嘴或动叶同时达到临界。这是一种理论上存在的特殊级亦可称为0型级。

(3)  $K_{M_1=1} < 1$ ,则 $\varepsilon_2$ 无解,说明喷嘴先达到临界的假定错误,级是I型机。在极为特殊的情况下,有可能喷嘴和动叶同时都达到,这种类型的级也可归到I型机中去。

由式(3)可得级流型判别准则数的定义式为

$$K_{M_1=1} = \frac{A_b}{A_n} (\tau_1 \tau)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (5)$$

且又因为喷嘴出口相对速度为

$$w_1^2 = u^2 + 2c_p(T_0^0 - T_1) - 2u\sqrt{2c_p(T_0^0 - T_1)} \cos \alpha_1 \quad (6)$$

式中:  $u$ 为轮周速度;  $\alpha_1$ 为喷嘴出口角。

相对速度滞止参数为 $c_p T_1^0 = c_p T_1 + w_1^2/2$ ,即

$c_p T_1^0 = c_p T_0^0 + \frac{1}{2}u^2 - u\sqrt{2c_p(T_0^0 - T_1)} \cos \alpha_1$ ,两边同时除以 $c_p T_0^0$ ,引入温度比定义,则有

$$\tau_1 \tau = 1 + \frac{u^2}{2c_p T_0^0} - u \sqrt{\frac{2(1-\tau_1)}{c_p T_0^0}} \cos \alpha_1 \quad (7)$$

以 $c_p = kR/(k-1)$ ,  $\tau_1 = \tau_c = \varepsilon_c^{(k-1)/k}$ ,代入式(7),求得 $(\tau_1 \tau)_{M_1=1}$ ,再代入式(5),得到

$$K_{M_1=1} = \frac{A_b}{A_n} \left[ 1 + \frac{(k-1)u^2}{2kRT_0^0} - u \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{2(1-\varepsilon_c^{(k-1)/k})(k-1)}{kRT_0^0}} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (8)$$

式中 $R$ 为气体常数。

将临界压比 $\varepsilon_c = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$ ,代入式(8),得到

$$K_{M_1=1} = \frac{A_b}{A_n} \left[ 1 + \frac{(k-1)u^2}{2kRT_0^0} - u(k-1) \cos \alpha_1 \sqrt{\frac{2}{k(k+1)T_0^0}} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (9)$$

由式(9)可以看出,级的流型取决于级的初温

$T_0^0$ ，工质热物性 $k$ 、 $R$ ，以及级的几何设计参数 $A_b$ 、 $A_n$ 、 $\alpha_1$ 、 $u$ (定速汽轮机 $u$ 亦由设计参数叶高决定)。在汽轮机实用变工况范围内，级初温 $T_0^0$ 变化不大，相对变化率小于 1%，而在式(9)中含有 $T_0^0$ 的 2 项数值变化均按照 $T_0^0$ 反方向变化，这使得 $T_0^0$ 变化对准则数 $K_{M_1=1}$ 影响更小。由此得出结论，蒸汽轮机级的类型只与级的设计几何参数有关，即机的类型是级的固有属性。级的这一属性为级的理论分析与计算带来了极大的方便。确定级的流型后，可以方便求解级的临界压力比。

以上结论是在假设汽轮机尺寸不变的情况下得出的，汽轮机长期运行后有可能产生小的变形，使隔板或动叶顶部等通流部分间隙变大，但是这些间隙造成的流量变化较小且不可测量。流量的变化与效率并不成正比，经过对众多汽轮机组的实验计算，发现当汽轮机流量变化 7% 时，效率变化仅 0.06%，因此这些间隙的变化并不影响对级流型的判别。

## 2 临界压力比

### 2.1 II 型级临界压力比

II 型级在其定义的力学状态下，级后压力、级后与级前压力比称为级的临界压比。则喷嘴恰为临界时，动叶压比

$$(\varepsilon_2)_{M_1=1} = (1 - \varepsilon_c) \sqrt{1 - \left(\frac{1}{K_{M_1=1}}\right)^2 + \varepsilon_c} \quad (10)$$

此时级的临界压力比

$$\varepsilon_{II,sc} = (\varepsilon_1 \varepsilon)_{M_1=1} \left[ (1 - \varepsilon_c) \sqrt{1 - \left(\frac{1}{K_{M_1=1}}\right)^2 + \varepsilon_c} \right] \quad (11)$$

当喷嘴恰为临界时有  $K_{M_1=1} = \frac{A_b}{A_n} (\tau_1 \tau)_{M_1=1}^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$ ，代入

$$\tau_1 \tau = (\varepsilon_1 \varepsilon)^{(k-1)/k}，可得到 (\varepsilon_1 \varepsilon)_{M_1=1} = \left( K_{M_1=1} \frac{A_b}{A_n} \right)^{\frac{2k}{k+1}}$$

代入式(11)可得到

$$\varepsilon_{II,sc} = \left( K_{M_1=1} \frac{A_b}{A_n} \right)^{\frac{2k}{k+1}} \left[ (1 - \varepsilon_c) \sqrt{1 - \left(\frac{1}{K_{M_1=1}}\right)^2 + \varepsilon_c} \right] \quad (12)$$

式中  $\varepsilon_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ 。

### 2.2 II 型级伪临界压力比

动叶一旦到达临界(严格讲是微超临界)，动叶的斜切部分产生的马赫线就会阻挡背压降低产生的扰动向上游喷嘴的传播，背压的降低不再使喷嘴马赫数变化，无论背压降到何种程度只能使喷嘴达

到并保持动叶为临界状态时的最大马赫数。级的临界压力是指使喷嘴或动叶二者之一为恰为临界时的背压，此时对 II 型级，动叶恰为临界时的背压不是真正的临界压力，称之为伪临界压力，即当级后压力由临界压力降到伪临界压力及以下时，动叶由亚临界、恰为临界，变为超临界状态，而喷嘴由临界状态变为超临界状态；但是当级后压力升高，动叶由超临界、恰为临界，变为亚临界状态时，而喷嘴仍为临界，此时级仍为临界工况。此时的级后压力不是级的真实临界压力，故称为伪临界压力。伪临界压力比是指伪临界压力与级前压力之比。

II 型级达到伪临界状态时，动叶恰为临界、喷嘴超临界，连续性方程式仍然适用，必有

$$(\varepsilon_1 \varepsilon)_{M_2=1} = \left(\frac{A_n}{A_b}\right)^{\frac{2k}{k+1}} \quad (13)$$

则伪临界压力比

$$\varepsilon'_{II,sc} = \left(\frac{A_n}{A_b}\right)^{\frac{2k}{k+1}} \varepsilon_c \quad (14)$$

式中  $\varepsilon_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \left(\frac{A_n}{A_b}\right)^{\frac{2k}{k+1}}$ 。

### 2.3 II 型级喷嘴的极限压力比

II 型级达到伪临界状态时，喷嘴是超临界状态，级背压再降低时，喷嘴后压力亦保持不变。II 型级喷嘴压力不能任意降低，它受动叶产生的马赫线的限制，这一受限压力比称为喷嘴的极限压力比。II 型级达到伪临界状态时，喷嘴超临界、动叶恰为临界，此时连续性方程式仍然适用，必有

$$\tau_1 \tau = (A_n / A_b)^{2(k-1)/(k+1)} \quad (15)$$

喷嘴此时为超临界，喷嘴气流偏转角为 $\delta_1$ ，于是得到

$$1 + \frac{u^2}{2c_p T_0^0} - u \sqrt{\frac{2(1 - \varepsilon_1^{(k-1)/k})}{c_p T_0^0}} \cos(\alpha_1 + \delta_1) = \left(\frac{A_n}{A_b}\right)^{\frac{2(k-1)}{k+1}} \quad (16)$$

由喷嘴出口角偏转公式

$$\cos(\alpha_1 + \delta_1) = \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{2}{k+2}\right)^{\frac{2}{k+1}} \frac{k-1}{k+1}}{\varepsilon_1^{2/k} (1 - \varepsilon_1^{(k-1)/k})} \sin^2 \alpha_1} \quad (17)$$

可得

$$1 + [u^2 (k-1)/(2kRT_0^0)] - u \sqrt{2(k-1)/(kRT_0^0)} \{ [(1 - \varepsilon_1^{k-1})^2 - \left(\frac{2}{k+2}\right)^{\frac{2}{k+1}} \frac{k-1}{k+1} \sin^2 \alpha_1] / \varepsilon_1^{2/k} \}^{1/2} = \left(\frac{A_n}{A_b}\right)^{\frac{2(k-1)}{k+1}} \quad (18)$$

式(18)中只有 $\varepsilon_1$ 为变量，其他均为已知量，不难用

试算法求取 $\varepsilon_1$ 。求出的 $\varepsilon_1$ 即为II型级处于伪临界状态时喷嘴的压比。当级背压从伪临界状态继续降低时,喷嘴背压不再变化。

#### 2.4 0型级的临界压力比

若 $M_1=1$ 时, $K_{M_1=1}=1$ ,则为0型级。0型级是特殊的级,实际工程中很少遇到,因为 $K_{M_1=1}=1$ 的准确值不太可能恰为1。0型级在理论上仍然有重要意义,此类型级为II型级在 $K_{M_1=1}=1$ 的极限情况。由式(12)知,当 $K_{M_1=1}=1$ 时,0型级的压力比为 $\varepsilon_{0sc}=(A_n/A_b)^{2k/(k+1)}\varepsilon_c$ ,其伪临界压力比为

$$\varepsilon'_{0sc}=(A_n/A_b)^{2k/(k+1)}\varepsilon_c \quad (19)$$

由此可以得出结论,0型级的压力比等于伪临界压力比。

#### 2.5 I型级的临界压力比

I型级定义状态下的级后压力称为I型级的临界压力,级后与级前压比称为I型级的临界压力比。I型级在级恰为临界状态下, $\varepsilon_2=\varepsilon_c$ ,于是连续性方程变为

$$\frac{A_b}{A_n}(\tau_1\tau)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}=\sqrt{1-\frac{(\varepsilon_1-\varepsilon_c)^2}{1-\varepsilon_c}} \quad (20)$$

可得

$$(\varepsilon_1\varepsilon)_{M_2=1}=\left[\frac{A_n}{A_b}\sqrt{1-\frac{(\varepsilon_1-\varepsilon_c)^2}{1-\varepsilon_c}}\right]^{\frac{k+1}{2k}} \quad (21)$$

则I型级临界压力比

$$\varepsilon_{1sc}=(\varepsilon_1\varepsilon\varepsilon_2)_{M_2=1}=(\varepsilon_1\varepsilon)_{M_2=1}\varepsilon_c \quad (22)$$

#### 2.6 级组临界压力的确定

在已求出一个级组内各级在某一工况下的压力比后,根据已知各级的临界压力比,便可以判断级组内有无一级达到临界。若级组中没有一级达到临界,则在该工况下,级组压力比大于级组的临界压力比。这时应改变工况,增大流量,再求出各级新的压力比,检查是否有一级刚达到临界,若其中有一级刚达到临界,则便是所求级组的临界工况,这时级组前后的压力比,便是所要求的级组的临界压力比。若还不是,则再重新假定一工况,直到求出级组的临界压力比为止。

### 3 改进型弗留格尔公式

改进型弗留格尔公式如下:

$$\frac{D_{s1}}{D_s}=\frac{p_{01}^0}{p_0^0}\sqrt{\frac{T_0^0}{T_{01}^0}}\sqrt{\frac{1-(\varepsilon_{s1}-\varepsilon_{sc})^2}{1-\varepsilon_{sc}}}\bigg/\sqrt{\frac{1-(\varepsilon_s-\varepsilon_{sc})^2}{1-\varepsilon_{sc}}} \quad (23)$$

式中: $D_{s1}$ 和 $D_s$ 为工况变化后和工况变化前级的流

量; $p_{01}^0$ , $p_0^0$ 和 $T_{01}^0$ , $T_0^0$ 为工况变化后和工况变化前的喷嘴前的滞止初压和初温; $\varepsilon_{sc}$ 为级的临界压力比; $\varepsilon_{s1}$ 和 $\varepsilon_s$ 为工况变化后和工况变化前级的压力比<sup>[11-12]</sup>。

式(23)拓宽了原弗留格尔公式的应用范围,改进了计算精度,不仅可用于中间级的变工况计算,而且可用于末几级,甚至末一级的变工况计算,当然用于叶栅的变工况计算更为准确。

### 4 计算方法介绍

采用以汽轮机末级抽汽或末级抽汽的上一级抽汽(过热蒸汽状态)为计算起点的汽轮机顺序变工况核算方法,从末级抽汽开始,判断抽汽参数是否是过热蒸汽状态。对于过热蒸汽状态点以前的各级抽汽,级和级组的压比不变,故认为其相对内效率不变,实际计算验证这是一个较准确的结论,从而计算出汽轮机末级前的热力学状态。再假定汽轮机末级内效率不变(该假定误差很大),在所测背压已知情况下,计算出排汽焓和排汽干度。将排汽焓和在线测得的系统其他热力学参数,代入系统热经济性状态方程求得1kg新蒸汽完成循环所做的功,因发电机功率可准确测量,便可求得主蒸汽流量,然后用系统汽水分布方程<sup>[13]</sup>,求得汽轮机末级流量<sup>[14-15]</sup>。

由上述汽轮机变工况流型判别准则判断出级的流型,并求出临界压力,即

(1)当末级的喷嘴为超临界,动叶为超临界或恰为临界,其喷嘴前压力和动叶前压力均和设计工况下喷嘴前压力 $p_0$ 和动叶前压力 $p_1$ 成比例,故有级前压力 $p_{01}=p_0G_1/G$ ,动叶前压力 $p_{11}=p_1G_1/G$ , $G$ 为原工况时流量; $G_1$ 为变工况时流量。

(2)当末级喷嘴为超临界或恰为临界,有 $p_{01}=p_0G_1/G$ ,此时由于动叶处于亚临界状态,故可对此工况与在设计流量下动叶恰为临界状态的工况列其流量、初压与背压的关系,即 $G_1/G=\beta_{b1}p_{11}/p_1$ ,其中, $\beta_{b1}$ 为变工况下动叶的彭台门系数,是关于 $p_{11}$ 的函数。对上式进行求解,即可得到 $p_{11}$ 。

(3)当末级的喷嘴、动叶均处于亚临界状态,可对此工况与在设计流量下喷嘴恰为临界、动叶为亚临界状态的工况列改进型弗留格尔公式,求解 $p_{01}$ ,即利用下式:

$$G_1/G=p_{01}^0/(p_0^0\sqrt{1-[(\varepsilon_{s1}-\varepsilon_{sc})/(1-\varepsilon_{sc})]^2}) \quad (24)$$

式中: $\varepsilon_{sc}$ 为末级的临界压力比,即临界压力与滞止初压的比值; $\varepsilon_{s1}$ 为变工况下级的压比,即变工况下

背压与滞止初压的比值。此处求出的是级前滞止初压，不是实际初压。实际初压的求取还需要利用上一级即末二级顺序变工况计算，首先假定一实际初压 $p_{01}$ ，即末二级的背压，对末二级进行变工况计算(计算方法同上)，得到末级的级前滞止点，验证其是否等于前面求出的级前滞止初压，如果相等，则假定的实际初压即为所求；否则，重新假定继续求解。喷嘴处于亚临界状态，对此工况与在设计流量下喷嘴恰为临界状态的工况列其流量、初压与背压的关系，即 $G_1/G = \beta_{n1} p_{01}/p_0$ ，其中， $\beta_{n1}$ 为变工况下喷嘴的彭台门系数，是关于 $p_{11}$ 的函数。对上式进行求解，即可得到 $p_{11}$ 。

上述各种状态， $x_1$ 的求取方法同样也是利用已求出的 $p_{01}$ ，对末二级进行顺序变工况计算，得到末级的级前状态点。如末二级级前参数仍然未知，则依此类推，对末三级进行相同的计算(在末二、末三级的计算中，主要考虑湿汽损失的变化即可)。这样从末级前参数开始顺序进行一次级的变工况核算，得到新的排汽焓和排汽干度，直到满足精度要求。这样的迭代计算不同于以往逆序核算方法。由于基于全系统的思维方法，考虑到汽轮机各级参数之间的内在联系，使假定的参数大为减少，不仅缩短了计算周期，同时使计算易于收敛。

流程图如图 1 所示。

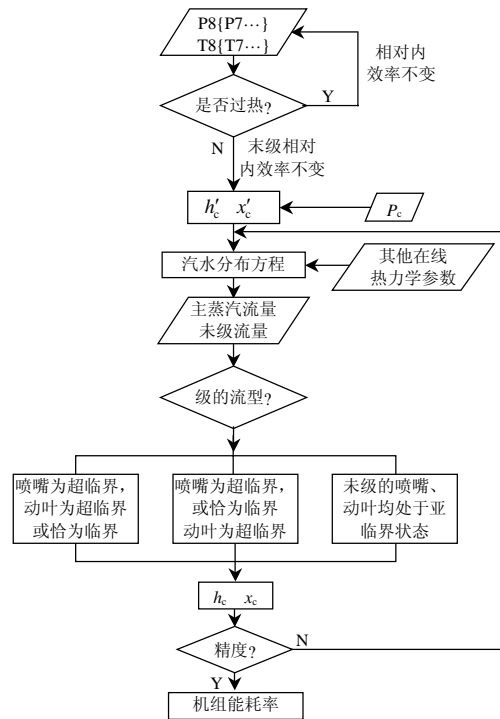


图 1 机组排汽焓和热耗率在线计算流程图  
Fig. 1 On-line monitoring flowchart of both heat consumption rate and the exhaust steam enthalpy

### 5 结果分析

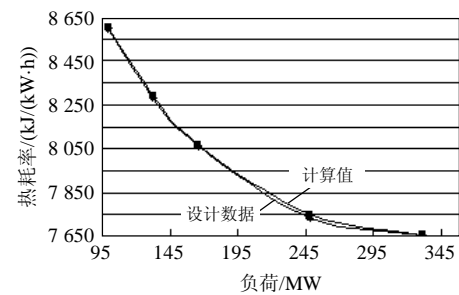
利用上述方法对某N300-16.7/537/537型汽轮机进行了变工况计算，其级前压力为0.0253 MPa、级前温度为65.2℃、喷嘴通道面积为18745 cm<sup>2</sup>、动叶通道面积为29589 cm<sup>2</sup>、 $\sin\alpha_1=0.2875$ 、动叶节圆直径为2600 mm、转速为3000 r/min，则经计算得级流型判别准则数 $K_{M_1=1}=1.1102$ ，喷嘴先达临界情况。据此进行变工况计算，得到排汽焓和热耗率，与汽轮机厂家给出的设计值相比较，结果如表1、表2。同理，应用于其他典型机组，结果见图2。结果表明，该算法具有较高的精确度，而且由于迭代次数少，减少了计算周期提高了计算速度，适于电厂工程中实际在线监测应用。

表 1 排汽焓的设计值与计算值的对比  
Tab. 1 Exhaust steam enthalpy contrast between designed data and calculated data

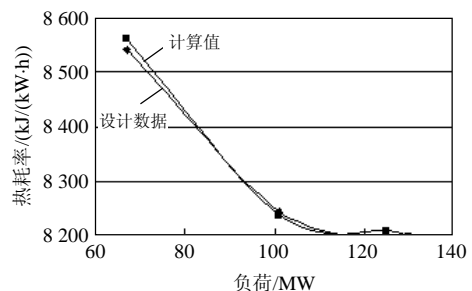
参数	额定负荷	75%负荷	50%负荷	40%负荷	30%负荷
排汽焓设计值/(kJ/kg)	2326.2	2351.8	2380.8	2396.6	2421.7
排汽焓计算值/(kJ/kg)	2324.2	2361.7	2377.9	2398.6	2438.2
排汽干度	0.9135	0.9167	0.9239	0.9329	0.9505

表 2 热耗率的设计值与计算值的对比  
Tab. 2 Heat consumption rate contrast between designed data and calculated data

参数	满负荷	75%负荷	50%负荷	40%负荷	30%负荷
热耗率设计值/(kJ/(kW·h))	7839.1	7958	8339.1	8662.7	9146.1
热耗率计算值/(kJ/(kW·h))	7844	7984	8349.7	8660.2	9137.8



(a) N330-17.75/540/540



(b) N135-13.24/535/535

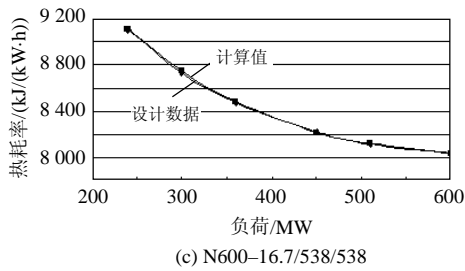


图2 典型汽轮机设计值与计算值对比

Fig. 2 Comparison of designed data and calculated data of typical turbine

## 6 结论

本文提出按级流型划分区段为主要特征的变工况计算新方法,给出了两大类级流型的判别定理和判别准则数,并指出级流型是级的固有属性,与工况如何变化无关;分别得出各流型的临界压力和级组临界压力比的算法;以压比分析为指导,提出汽轮机变工况的准确顺序核算方法,可较为精确地计算出汽轮机末级的排汽焓及排汽干度,从而不用排汽干度测量,就能准确地在线监测机组排汽干度,同时主蒸汽流量也可得到准确的计算结果,进而通过简单计算即可得到机组的热耗率;以上结论是在假设汽轮机尺寸不变的情况下得出的,汽轮机长期运行后有可能产生通流部分间隙变大,但是这些间隙造成的流量变化较小且不可测量。当汽轮机流量变化7%时,效率变化仅0.06%,因此这些间隙的变化并不影响对级流型的判别。由于这些间隙的影响有可能导致计算产生较小的误差,但是同流量测量的传统方法相比,用此方法计算更为准确。

## 参考文献

- [1] 曹丽华,李勇.汽轮机超临界级变工况热力计算方法的改进[J].汽轮机技术,2001,43(6):341-343.  
Cao Lihua, Li Yong. Improvement of calculating method for supercritical velocity steam turbine stages at off-design condition [J]. Turbine Technology, 2001, 43(6): 341-343(in Chinese).
- [2] 曹祖庆.汽轮机变工况特性[M].北京:水利电力出版社,1991.
- [3] 朱宝田.积极开发和采用发电新技术促进我国电力可持续发展[J].中国电力,2001,34(9):10-14.  
Zhu Baotian. Actively develop and utilize new power generation technology promote sustainable development of electric power in china[J]. Electric Power, 2001, 34(9): 10-14(in Chinese).
- [4] 李勇,曹丽华,杨善让.凝汽式汽轮机相对内效率在线监测的一种近似计算方法[J].中国电机工程学报,2002,22(2):64-67.  
Li Yong, Cao Lihua, Yang Shanrang. An approximate method of online monitoring relative internal efficiency for condensing steam turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2002, 22(2): 64-67(in Chinese).
- [5] 李维特,黄保海.汽轮机变工况热力计算[M].北京:水利电力出版社,2003.
- [6] 程翠萍.凝汽式汽轮机末级的变工况分析[J].汽轮机技术,2005,47(3):219-221.  
Cheng Cuiping. The off-design analysis for the last pressure stage of condensed steam turbine[J]. Turbine Technology, 2005, 47(3): 219-221 (in Chinese).
- [7] 潘文全.流体力学基础(下)[M].北京:机械工业出版社,1983.
- [8] 沈士一,庄贺庆,康松,等.汽轮机原理[M].北京:水利电力出版社,1992.
- [9] 雪格耶也夫.蒸汽透平[M].陈大燮,译.北京:高等教育出版社,1954.
- [10] 韩中和,杨昆.凝汽式汽轮机排汽焓的简便算法与误差分析[J].汽轮机技术,2006,48(3):167-170.  
Han Zhonghe, Yang Kun. A simp lemethod of online calculation steam turbine exhaust enthalpy and error analysis[J]. Turbine Technology, 2006, 48(3): 167-170(in Chinese).
- [11] Zhang Chunfa, Cui Yinghong, Yang Wenbin, et al. Proof for part of the stlla flow experimental conclusion and the improvement of flugel formula[J]. Science in China(Series E), 2002, 45(1): 35-46.
- [12] 张春发,崔映红,杨文滨,等.汽轮机临界状态判别定理及改进型Flugel公式[J].中国科学(E辑),2003,33(3):264-272.  
Zhang Chunfa, Cui Yinghong, Yang Wenbin, et al. The critical discriminant criterion of the steam turbine and the improvement of flugel formula[J]. Science in China(Series E), 2003, 33(3): 264-272(in Chinese).
- [13] 张春发,张素香,崔映红,等.现行电力系统热经济性状态方程[J].工程热物理学报,2001,22(5):665-667.  
Zhang Chunfa, Zhang Suxiang, Cui Yinghong, et al. Thermo-economy state equation of modern power system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(5): 665-667(in Chinese).
- [14] 张春发,张明智,崔映红,等.凝汽式汽轮机在变工况下的流动状态的判别[J].动力工程,2002,22(5):1781-1785.  
Zhang Chunfa, Zhang Mingzhi, Cui Yinghong, et al. Judgement theorem for subsonic or supersonic flow state of condensate turbine at off-design condition[J]. Power Engineering, 2002, 22(5): 1781-1785 (in Chinese).
- [15] 王道祥,胥建群,周克毅.汽轮机级和级组临界压比计算模型[J].热力透平,2003,32(3):168-171.  
Wang Daoxiang, Xu Jianqun, Zhou Keyi. Mathematics model of calculating the steam turbine stage and stage group critical pressure ratio[J]. Thermal Tturbine, 2003, 32(3): 168-171(in Chinese).



张春发

收稿日期:2007-12-10。

作者简介:

张春发(1945—),男,工学硕士,教授,博士生导师,从事火电厂系统、设备及运行节能在线检测指导系统的研究与开发工作,quanquan77816@者按 sina.com;

赵宁(1978—),男,博士研究生,主要从事热力发电厂系统与节能技术、设备及运行节能在线监测及指导系统的研究与开发工作,zn77816@sina.com;

王惠杰(1972—),男,讲师,博士研究生,主要从事能源利用与节能技术、热力发电厂系统、设备及运行节能在线监测及指导系统的研究与开发工作。

(责任编辑 车德竞)