

双列调节级的变工况热力计算方法及应用

(山东工业大学动力系) 付林
(清华大学热能系) 江亿

摘要:对一种双列调节级的热力计算方法作了介绍。在仅需已知该级的有关几何特性等参数时,用此方法便可较快地获得包括级后蒸汽焓在内的调节级热力特性。它可应用于供热机组的简化热力计算。

关键词:双列调节级;热力计算;供热机组

中图分类号:TK262

符号说明

A —单位换算系数,取值为0.001	Ψ —动叶速度系数
c —蒸汽速度 m/s	φ —喷嘴(导叶)速度系数
F —面积 m^2	下标
g —单位喷嘴面积流量 $t/(h \cdot m^2)$	D, E, F, J, M —状态点
G —流量 t/h	2, 3, 5, 6, 10, 10', 10''—状态点
h —理想焓降 kJ/kg	0—新汽状态或基准工况
Δh —不可逆损失 kJ/kg	b —动叶
k —绝热指数	bf —部分开启
M —马赫数	p —喷嘴(导叶)
P —压力 MPa	pk —全部开启
u —轮周速度 m/s	z —撞击
v —比容 m^3/kg	上标
w —蒸汽相对速度 m/s	*—滞止状态
α —喷嘴(导叶)进口或出口角	'—蒸汽速度分量
β —动叶进口或出口角	i —迭代次数

1 引言

供热机组热负荷变化很大,各种运行参数很少处于设计状态,变工况是机组的主要工况,而变工况热力计算则是探讨供热机组安全性和经济性的重要手段。通常,汽轮机热力计算是逐级进行的详细计算^[1,2],其准确性和可靠性较高,但计算较烦琐,所需原始资料繁多。虽然计算机使这种计算方便了许多,但与热系统计算的任务相比仍然繁重。为此,在计算精度要求不高时,一些文献采用简化计算的方法^[3,4]。其中,调节级效率采用厂家提供的曲线或根据热力实验结果拟合。但是许多情况下这种曲线和

热力实验结果是难于获得的。如果因此而对调节级效率的处理过于简化,则热力计算的准确性往往较差。本文给出一种双列调节级热力计算方法,在仅须已知该级的有关几何特性以及级前蒸汽参数和级后压力时,能较快地获得包括级后蒸汽焓在内的调节级热力特性,并应用于供热机组的简化热力计算。

2 调节级热力计算

调节级后蒸汽热力状态对其后面的流通部分的热力过程影响很大,故而调节级变工况计算对于整个汽轮机热力工况计算非常重要。以下给出双列调节级热力计算算法。为简单起见,仅研究喷嘴调节的配汽方式,并忽略调节中重叠度的影响。

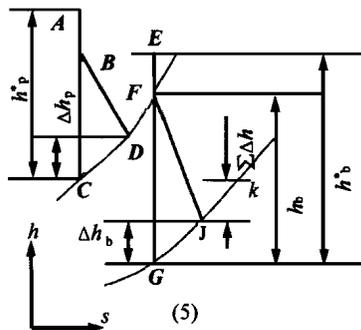
2.1 组的热力计算

单列组的热力计算往往采用由级后到级前的逆序计算,然后再进行顺序校核计算的迭代算法。对于双列组,如果仍然整级采用这种逆、顺序算法,则在初次逆序计算时假设参数较多,如各项有关损失、动叶入口速度和导叶入口速度等,将它们放在同一层迭代,由于彼此之间相互耦合,使得迭代次数较多,影响了计算速度。为此,本文提出一种算法,将双列组从结构上分为两组。第一组由转向导叶和第二列动叶构成,第二组由喷嘴和第一列动叶构成。首先对单个组进行热力计算,然后对级整体做进一步计算,这样,将多个假设量分割开而分别进行迭代计算,使迭代次数降低,从而提高了计算速度。同时,仅须已知该级的有关几何特性以及级前蒸汽参数和级后压力便可进行热力计算。

单组的热力计算采取迭代法,每轮计算分逆序计算和顺序计算两步。

组的逆序计算目的是在已知蒸汽流量、通流部分结构和组后蒸汽状态的前提下,以喷嘴(导叶)和动叶出口截面连续流动方程为基础确定组的各处蒸

汽状态(如图 1), 具体方法如下。



给定的组后蒸汽状态 k , 在等压线上由该点的焓减去事先估计的各项损失来确定动叶后的蒸汽状态 J 。各项损失包括摩擦鼓风损失、叶高损失、漏汽损失和余速损失等, 其计算方法见文献

图 1 级的热力过程示意图

[5]。为判断动叶出口处汽流是否处于超临界状态, 需计算马赫数 M_J ;

$$M_J = \frac{G_J}{F_J \sqrt{10^5 k_J \frac{P_J}{v_J}}} \quad (1)$$

超临界情况 ($M_J > 1$) 将在后面讨论。 $M_J \leq 1$ 时动叶出口处汽流相对速度为:

$$W_J = \frac{G_J v_J}{F_J} \quad (2)$$

在计算出动叶理想滞止焓降 h_b^* 和动叶损失 Δh_b 后, 便可确定动叶后蒸汽理想状态点 G 和动叶入口滞止状态点 E 。 h_b^* 和 Δh_b 由下两式计算:

$$h_b^* = \frac{A w_j^2}{2 \Psi^2} \quad (3)$$

$$\Delta h_b = \frac{w_j^2}{2} \left[\frac{1}{\Psi^2} - 1 \right] \quad (4)$$

其中动叶速度系数 Ψ 的求取参见文献[5]。确定动叶入口状态点 F 需知动叶的理想焓降 h_b 。 h_b 可由下式求取:

$$h_b = \frac{A}{2} \left[\frac{w_j^2}{\Psi^2} - w_F^2 \right]$$

上式中动叶入口速度 w_F 在初次计算中先假定一初值。

喷嘴(导叶)的出口蒸汽状态 D 点可由 F 点在等压线上的焓减去动叶撞击损失 Δh_{iz} 确定。 Δh_{iz} 在初次计算中先假定一初值。 D 点是否处于超临界状态以及当 $M_D \leq 1$ 时喷嘴(导叶)出口汽流速度 C_D 分别由式(1)(2)确定, 只是各有关变量值取在 D 点。

由下两式计算喷嘴(导叶)理想滞止焓降 h_p^* 和喷嘴(导叶)损失 Δh_p 之后, 便可确定喷嘴(导叶)后蒸汽理想状态点 C 和喷嘴(导叶)入口滞止状态点

$$A: h_p^* = \frac{A C_D^2}{2 \varphi^2} \quad (6)$$

$$\Delta h_p = h_p^* (1 - \varphi^2) \quad (7)$$

调节级喷嘴前蒸汽的实际状态点 B 可认为与 A 点重合, 而导叶前蒸汽实际状态点 B 的确定, 则要知道第一列动叶后蒸汽流速。

通过上述组的逆序计算, 暂时确定出组各处蒸汽状态点, 接下来进行顺序校核计算, 检验所有逆序计算中的预估值或计算初值。例如, 动叶设计入口角 β_F 方向的相对速度分量(见图 2)为:

$$w'_F = C_D \cos(\beta_F - \alpha_D) - u \cos \beta_F \quad (8)$$

用上式的计算值与本次逆序计算中式(5)所采用的 w_F 比较, 若差值大于规定范围, 则在下一次迭代计算中以 w'_F 代替 w_F 。

垂直于动叶设计入口角 β_F 方向的相对速度分量为:

$$\Delta w_F = w_F \sin(\beta_F - \alpha_D) - u \sin \beta_F \quad (9)$$

由 Δw_F 可得动叶撞击损失, 并与本次逆序计算中所采用的值比较, 若差值大于规定范围, 则以新计算值作为下一次迭代计算的动叶撞击损失。

喷嘴(导叶)或动叶中超临界流动作如下处理。

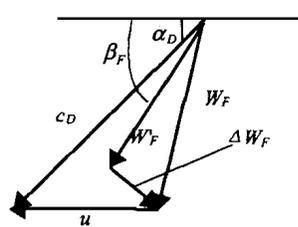


图 2 动叶入口速度三角形

假设动叶发生超临界工况。可近似认为临界点处于连接动叶入口状态 F 和出口状态 J 的直线上的 M 点, 如图 3。由于在动叶喉部断面汽流速度等于音速

$$w_M = \frac{G_J v_M}{F_J} = \sqrt{10^5 k_M P_M v_M} \quad (10)$$

于是有

$$P_M = \frac{v_M}{10^5 k_M} \left[\frac{G_J}{F_J} \right]^2 \quad (11)$$

由于过程线 $F-J$ 已定, 故 v_M 、 k_M 和 P_M 之间为一一对应关系, 由确定的 P_M 可得到相应的 v_M 、 k_M 。为此, 首先给定一迭代初值 P_M^0 , 并把第 $i-1$ 计算的 v_M^{i-1} 、 k_M^{i-1} 作 v_M^i 、 k_M^i 处理, 然后进行第 i 步迭代计算:

$$P_M^i = (1 - \lambda) P_M^{i-1} + \lambda \frac{v_M^i}{10^5 k_M^i} \left[\frac{G_J}{F_J} \right]^2 \quad (12)$$

式中 λ 为迭代系数, 取 0 ~ 1 之间的值, 如 0.2。当 P_M^{i-1} 与 P_M^i 差值小于规定范围, 迭代计算完成, 即求

出 P_M 值, 从而确定出临界点 M 的状态. 然后计算动叶临界截面的滞止焓降 h_M^* : $h_M^* = A w_M^2 / 2$ (13) 斜切部分的焓降 h_{MJ} 由 M 、 J 两点的焓差得出. 进而动叶出口的汽流相对速度 w_F 可求出:

$$w_F = \sqrt{2 / A (h_M^* + h_{MJ})} \quad (14)$$

于是, 汽流在斜切部分的偏转角自然也可求出. 对于喷嘴(导叶)中的超临界问题可采用同样方法处理. 上述超临界流动的算法具有收敛速度快精确度高的特点.

这样, 组的热力计算便完成了. 上述组的热力计算用一子程序 `group` 实现.

2.2 调节级整体热力计算

调节级整体热力计算依然采用逆、顺序迭代计算以确定各状态点(见图 4).

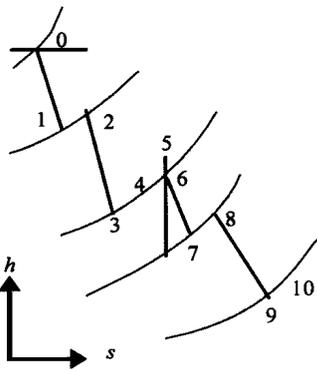


图 4 双列调节级热力过程线

首先进行逆序计算. 对于给定蒸汽流量和级后状态 10, 通过调用 `group` 子程序对第二组进行热力计算, 可确定转向导叶的入口滞止状态 5. 假定转向导叶入口撞击损失 Δh_{6z} 及该导叶入口的汽流速度 c_6 的初值, 则转向导叶入口实际状态 6 的焓为:

$$h_6 = h_5 - A c_6^2 / 2 \quad (15)$$

第一列动叶出口蒸汽状态点 4 可由 6 点在等压线上的焓减去导叶撞击损失 Δh_{6z} 确定. 已知状态点 4, 通过调用 `group` 子程序对第一组进行热力计算, 可求得第一列动叶出口相对速度 w_3 及其汽流出口角 β_3 .

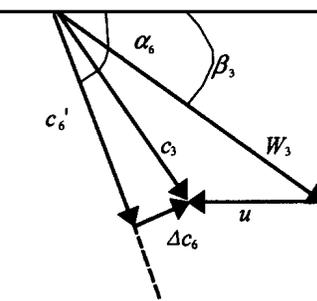


图 5 转向导叶入口速度三角形

在完成上述级的逆序计算后, 再进行顺序校核计算. 利用逆序计算的结果, 根据转向导叶入口速度三角形(如图 5), 计算动叶设计入口角 β_3 方向的汽流速度分量 c_6' 及导叶入口撞击损失 Δh_{6z} . c_6' 由下式计算:

$$c_6' = w_3 \cos(\alpha_6 - \beta_3) - u \cos \alpha_6 \quad (16)$$

而垂直于动叶设计入口角 β_3 方向的汽流速度分量 Δc_6 由下式计算:

$$\Delta c_6 = u \sin \alpha_6 - w_3 \sin(\alpha_6 - \beta_3) \quad (17)$$

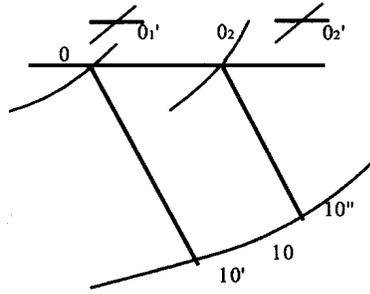


图 6 喷嘴调节方式的调节级热力过程示意图

进而由 Δc_6 获得导叶入口撞击损失 Δh_{6z} , 并将本次顺序计算的 α_6' 及 Δh_{6z} 与逆序计算中的相应值比较, 若差值大于规定范围, 则需进行下一次迭代计算.

以上级的热力计算, 对于调节汽门全开的情况, 可由级后蒸汽状态和流量得到级前蒸汽状态. 而在变工况下, 多数情况总有一组喷嘴部分开启, 这使一部分蒸汽在进入调节级喷嘴前有较大的节流损失. 因此, 对喷嘴调节方式的调节级热力计算采用如下方法完成.

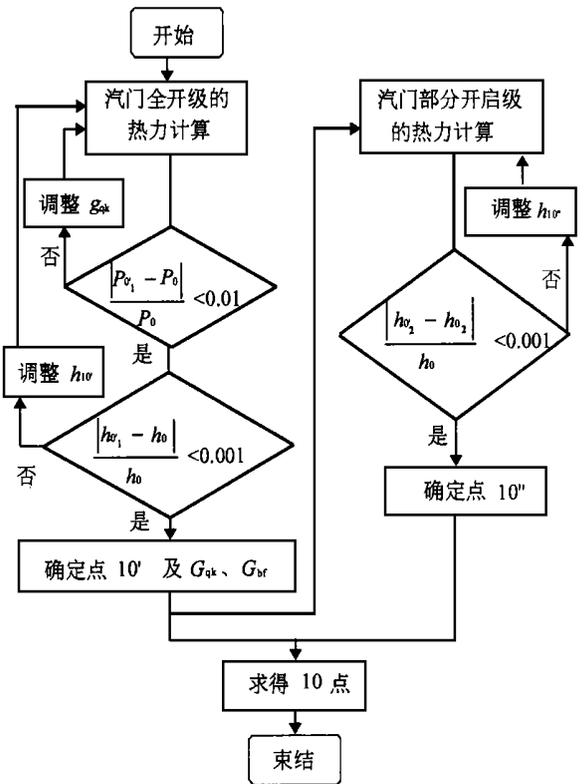


图 7 调节级整体热力计算 unit 程序方框图

首先, 已知级前状态 0 和级后压力 P_{10} (见图 6) 可求得汽门全开对应的单位喷嘴面积蒸汽流量 g_{qk} 和级后蒸汽焓 $h_{10'}$, 其算法如图 7. 通过调整参数 g_{qk} 、 $h_{10'}$, 使得级的逆序迭代计算所确定的喷嘴前状态 $0_1'$ (见图 6) 逐步接近实际状态 0, 并最终求得

$g_{qk}、h_{10}'$ 。

根据喷嘴调节方式的原理和配汽系统结构特性,已知 g_{qk} ,便可求得分别通过全开汽门和部分开启汽门的蒸汽流量 $G_{qk}、G_{bf}$,以及部分开启汽门对应的单位喷嘴面积蒸汽流量 g_{bf} 。

在已知 g_{bf} 、喷嘴前蒸汽焓 h_0 及级后压力 P_2 的条件下,可由图 7 所示算法计算出部分开启汽门对应的级后蒸汽焓 h_{10}'' 。于是由下式求得调节级后蒸汽焓 h_{10} :

$$h_{10} = \frac{G_{qk}h_{10}' + G_{bf}h_{10}''}{G_0} \quad (18)$$

这样,通过上述热力计算,在已知新蒸汽状态、流量和级后压力的条件下,便可获得调节级后的蒸汽焓,进而为整个机组的热力计算打下了基础。调节级整体热力计算由 unit 子程序完成。

以武汉汽轮机厂 CC12-50/10/3 型汽轮机组为例对双列调节级进行热力计算,表 1 为该汽轮机喷嘴全开的双列调节级计算结果与厂家提供的数据对比。其中汽轮机主汽门前蒸汽压力、温度分别为 $49.0 \times 10^5 \text{Pa}$ 和 435°C ,喷嘴前蒸汽压力为 $46.55 \times 10^5 \text{Pa}$ 。可以看出,本计算结果与厂家提供的数据差别较小。

表 1 调节级计算结果对比

工 况	级后压力 $\times 10^5 \text{Pa}$	级的总热降 (kJ/kg)	
		厂家数据	计算结果
1	37.24	101.71	103.67
2	28.42	189.36	190.72
3	21.07	297.28	290.18

3 在供热机组变工况计算中的应用

以抽凝式机组热力计算为例。选择机组某一典型工况作为变工况计算的基准工况。该工况可由厂家提供的原始资料中获得。其它工况的各抽汽口和调节级后压力可由基准工况和弗留格尔公式求得。为了适应弗留格尔公式的要求,将汽轮机以供热抽汽口为界划分成若干区段。

上述各区段有关点压力的计算需由低压区段向高压区段逆序进行。调节级后至凝汽器各区段的相对内效率除采暖抽汽口至凝汽器区段外均变化很小,在整级简化计算中认为其不变。而采暖抽汽口至凝汽器区段相对内效率变化主要由湿汽损失引起,可认为该区段蒸汽平均湿度每增加 1%,相对内效率下降 $1\%^{[3]}$ 。由于调节级后焓可由上述 unit 程序算出,故各抽汽口焓值采取由高压区段向低压区

段顺序计算。在确定了各区段有关点蒸汽状态后,用文献[3]介绍的简捷法计算热系统各抽汽量和抽汽份额,这样便计算出相应于某工况下一定新蒸汽流量和供热蒸汽流量的机组发电量以及其他一些经济指标。

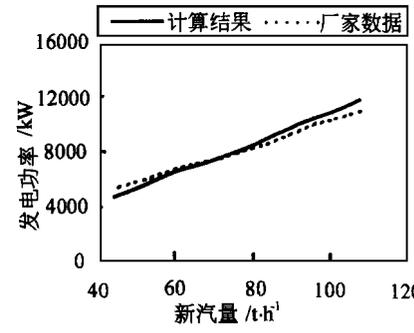


图 8 计算结果与厂家数据对比

在采暖抽汽口至凝汽器区段,相对内效率的求取必须考虑蒸汽平均湿度的影响,因此在该区段内应采取迭代计算。而供热机组整体系统无须迭代计算,使系统变工况计算得到进一步简化。抽凝式供热机组变工况计算由 thermal 主程序完成。

采用上述算法对武汉汽轮机厂 CC12-50/10/3 型汽轮机组进行了热力计算。当工业抽汽为零、低压凝汽流量为 20t/h 时,发电功率随新汽流量变化的计算结果与厂家提供数据对比如图 8 所示。两者相对差值在 8% 以内。

4 结论

在供热机组变工况热力计算过程中,为保证整个系统热力计算较高的准确性,详细计算了对机组热力过程影响大的双列调节级的热力特性,并给出了一种计算速度相对较快的算法。同时,在系统其它部分热力过程的处理上采取了简化的办法,使得整个供热机组变工况热力计算同时兼顾准确和简捷两方面。由该算法编制的变工况热力计算程序可作为供热机组热系统初步经济性分析的工具。

参考文献

- [1] 袁振国. 供热汽轮机变工况计算的 CAD; [硕士学位论文]. 北京: 清华大学, 1992
- [2] 李维特. 变工况下汽轮机热力计算的计算机解法. 电力技术, 1987, (4).
- [3] 林万超. 火电厂热系统节能理论. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
- [4] Derbentli T. et al Thermodynamic and economic analysis of cogeneration steam cycles. ASHRAE Transaction, 1988 309~320
- [5] 曹祖庆. 汽轮机工况特性. 北京: 水利电力出版社, 1991.

(复 编)

ing method for the system can reduce the influence of quantization error of A/D converter, thereby increasing the measurement accuracy of the temperature-rise rate and enhancing the accuracy of thermal stress calculation. In addition, the system on the basis of a measured thermal stress gives an output in the form of 4 - 20 mA to other systems for analysis, accumulating relevant data for computing turbine service life later on. **Key words:** rotor thermal stress, real-time monitoring, difference measuring method, accuracy

稠密气固两相流的直接数值模拟 = **Direct Numerical Simulation of Dense Gas-solid Two-phase Flows** [刊, 中] / Yuan Zhulin (Thermal Energy Research Institute under the Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 465 ~ 466

Gas-phase field and discrete particle field are treated respectively by a Eulerian method and a Lagrangian one. During the treatment of a particle field the effect of particle diameter, specific weight, rigidity of material and friction factor, etc on particle movement has been taken into account. A direct simulation method was employed to simulate funnel flow, the particle movement in a ball mill and a stouted bed. Moreover, tests were conducted to verify the simulation results obtained on the stouted bed. **Key words:** gas-solid two-phase flow, direct numerical simulation

换热系统变工况分析 = **Off-design Performance Analysis of a Heat Exchange System** [刊, 中] / Bao Demei, Fan Deshan, Xu Zhigao (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 467 ~ 470

A new method for analyzing a heat exchange system performance variation is proposed along with the establishment of a relevant linear mathematical model. The proposed method can not only analyze the performance of the heat exchange system as a whole during a change in operating conditions but also reflect the thermal excursion and temperature changes of each heat exchanger within the system and also the efficiency of the heat exchanger itself. Finally, by taking the boiler heating surface soot-blowing as an example the results obtained from the model and those from a simulated model are compared. It is shown that the proposed method features both simplicity and real-time properties. **Key words:** heat exchange system, off-design operating conditions, thermal efficiency, heat transfer unit, soot-blowing

基于模糊神经网络的高加系统内部故障诊断方法 = **A Method for the Diagnosis of Internal Malfunctions of a High-pressure Heater System Based on a Fuzzy Neural Network** [刊, 中] / Qin Zaicong, Xu Zhigao (Southeastern University), Lu Songlin (Jiangsu Provincial Electrical Power Test Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 471 ~ 472

The authors expound the application of a fuzzy neural network for the diagnosis of internal malfunctions in a high-pressure heater system. Practice has shown that the diagnosis model under discussion has broad prospects for engineering applications. **Key words:** failure diagnosis, fuzzy neural network, high-pressure heater system

双列调节级的变工况热力计算方法及应用 = **A Method of Thermodynamic Calculation for Off-design Conditions of a Turbine Dual-row Governing Stage and Its Application** [刊, 中] / Fu Lin, Jiang Yi (Qinghua University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 473 ~ 476

The authors have come up with a thermodynamic calculation method for a turbine dual-row governing stage. Under this method the thermodynamic properties of the governing stage, including post-stage steam enthalpy, can be speedily identified when made known are only such parameters as the relevant geometric characteristics of the stage. The method can be employed for the simplified thermodynamic calculation of heat supply units. **Key words:** dual-row governing stage, algorithm, steam extraction unit

矩阵法和偏微分理论在机组热经济性分析中的应用 = **The Use of Matrix Method and Partial Differential Theory for the Analysis of a Reheat Unit Economic Performance** [刊, 中] / Zheng Xiuping, Zheng Luying, Cai Tianyou (Northeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 477 ~ 480

A general analysis is performed of a power plant reheat-regeneration thermodynamic system with the use of a matrix method and partial differential theory. Given are the calculation results of thermo-economic analytical parameters H_j^0 and η_j^0 . The proposed method is applicable for both reheat units and non-reheat ones. **Key words:** thermal system, matrix method, partial differential theory, economic performance analysis

弹性转子磁气轴承系统的 H_∞ 控制 = **H_∞ Control of the Magnetic Bearing System of a Flexible Rotor** [刊,