

汽轮机热力性能试验通用分析软件的研究

唐 博

(南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 介绍了汽轮机组热力性能试验通用分析软件的组成, 给出了汽轮机加热器的通用计算模型. 采用了矩阵热平衡方程对汽轮机通用热力系统进行计算, 该矩阵方程能够对包括辅助汽水系统、给水泵焓升以及外热量等情况的各种热力系统进行通用描述. 确定了湿蒸汽参数的计算方法, 分析了热耗率的不同概念及使用状况, 认为制造厂通常使用的热耗率定义并不能充分说明机组的热力性能. 根据 ASME PTC6 汽轮机性能试验规程, 对汽轮机组热力计算的数据进行分析处理, 并以 125 MW 机组的数据进行了软件验算. 软件有较好的通用性和工程实用价值.

[关键词] 性能试验, 热力系统, 矩阵法, 软件

[中图分类号]TK262; TP311; TP319, [文献标识码]B, [文章编号] 1672-1292(2004)02-0045-04

新投产的大型机组或老机组的改造为了评价汽轮机是否达到出厂保证标准或改造效果, 通常要求必须做汽轮机组热力性能试验. 电厂在进行大修后, 通常也要做简易汽轮机组热力性能试验, 以此来评价机组大修效果.

ANSI/ASME PTC6 汽轮机性能试验规程^[1]是目前国际上最高精度等级的热耗率试验规程, 在我国被广泛用于评价新投产的大型汽轮机机组或老机组改造的经济性能. 随着机组容量的增大, 汽轮机组热力性能试验的复杂程度加大了, 试验后进行数据处理的工作量大幅度增加, 因此一般都要求采用编制计算机软件对试验数据进行计算分析.

对汽轮机热力性能试验数据的处理主要是为了得到汽轮机的热耗率、热效率及各汽缸的热效率. 而大量和关键的计算是热力系统的计算. 计算和分析热力系统常用的方法有热平衡法、等效热降法、循环函数法和矩阵法^[2]等. 为了解决软件的通用性和方便使用, 针对汽轮机热力性能试验数据处理的特点, 本文采用矩阵法进行热力系统计算, 并在此基础上编制了实用性较强的计算机软件.

1 软件组成

为了保证软件的通用性和易用性, 软件基于 windows 环境, 并采用面向对象技术和模块化设计思想, 使用 Visual Basic 6.0 和 Visual Fortran 6.5 语言, 利用图形技术, 进行数据的输入输出和汽轮机原则性热力系统的图形绘制以及程序计算. 软件由 4 个功能模块构成: 数据输入输出模块; 火电厂原

则性热力系统图图形生成模块; 水和水蒸汽特性参数计算模块; 汽轮机性能试验计算模块. 汽轮机性能试验计算根据 ASME 标准进行.

1.1 数据输入输出模块

1.1.1 使用 Visual Basic 6.0 语言的数据输入输出模块

关键是加热器数据的输入. 根据矩阵法^[3]计算的要求, 采用通用加热器模型(如图 1), 因此输入数据从高加开始向凝汽器方向. 包括加热器的型式、抽汽、疏水、给水或主凝结水、进出加热器的辅汽和辅助水流、辅助热量、加热器水位变化、给水泵的型式(汽动给水泵和电动给水泵分别输入不同参数)等. 其中对抽汽参数的输入还有一个判别程序, 如果抽汽的过热度不大于 15℃^[1], 则按 ASME 标准抽汽可能已在湿蒸汽区, 需根据再热段入口蒸汽状态点和过热区抽汽状态点作出做功膨胀线, 然后将此曲线平滑外推到湿蒸汽区, 得到近似的处于湿蒸汽区的抽汽及膨胀线终点排汽焓.

1.1.2 数据翻译模块

需要使用数据翻译模块将输入的数据转化成 Visual Fortran 6.5 语言要求的格式, Visual Fortran 6.5 计算后的输出数据转化成 Visual Basic 6.0 语言格式.

1.2 原则性热力系统图图形生成模块

基于组态思想, 根据输入的数据可以绘制出汽轮机原则性热力系统图, 并将输入的有关参数(抽汽、疏水、凝结水、主汽、再热汽及辅助汽的压力、温度及焓值)标出, 这也可以直观检查输入数据是

收稿日期: 2003-09-03.

基金项目: 南京师范大学青年基金资助项目(2002XQ09).

作者简介: 唐博(1970-), 硕士, 讲师, 主要从事电厂热能动力设备的教学与研究. E-mail: njtzy@sohu.com

否正确。

当计算结果出来后, 还可以把各抽汽流量及机组的热经济性指标标出。

1.3 水和水蒸汽热力特性参数计算模块

采用工业用 IFC1967 公式编制通用的水和水蒸汽热力特性参数软件, 实现计算机求解。

1.4 通用热力系统计算模块

1.4.1 通用热力系统计算

采用通用矩阵热平衡方程来分析热力系统, 把主热力系统、各种辅助热力系统和外加热量用通用矩阵方程来表示, 实现计算机求解和物理模型的通用化。

1.4.2 系统修正和参数修正模块

根据 ANSI/ ASME PTC6 规程, 对系统和参数进行偏离额定值的修正。修正计算的原则是试验实测流量和通流部分的效率保持不变。系统修正又称之为第一类修正, 包括加热器端差、抽汽管道压损、补给水量和控制新蒸汽及再热蒸汽汽温的喷水量等等。对这些偏离额定值进行修正, 如果是 ASME PTC6- 1996 规定的全面试验, 则需将系统修正项目的设计值带入热力系统计算程序中进一步迭代计算, 求得热经济指标; 如果是 ASME PTC6- 1996 简化试验, 根据 ASME PTC6- 1996 给出的计算公式进行修正。

参数修正又称为第二类修正, 包括主蒸汽压力、温度、再热蒸汽温度、再热器压损、排汽压力、转速等。可以选择制造厂家提供的参数修正曲线或用 ASME 标准推荐的参数修正曲线进行修正。

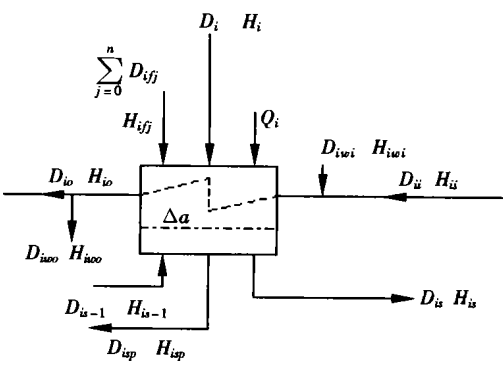
2 数学模型

2.1 通用加热器模型

通用加热器模型如图 1 所示。

热力系统的计算关键是通用加热器模型的问题。将加热器分为两种型式: 表面式和混合式。表面式及带给水泵的表面式为表面式。除氧器、带疏水泵的表面式加热器和与凝汽器热井连接的低压加热器为混合式。

通用加热器模型将两种型式结合在一起, 并考虑加热器疏水流向、进出加热器的辅汽和辅助水流、辅助纯热量、加热器水位变化、蒸汽冷却器等情况。规定进加热器的辅助流量和纯外热量的取正号, 流出加热器的取负号。给水泵的做功相当于纯外热量进入加热器。加热器水位(主要指除氧器) 降低规定为正号。



在第 i 个加热器(对应第 i 级抽汽) 中, D_i 、 H_i : 抽汽流量、抽汽焓; D_{ii} 、 H_{ii} : 主给水(或主凝结水) 进加热器的流量、焓; D_{ii} 、 H_{ii} : 主给水(或主凝结水) 出加热器的流量、焓; D_{i-1} 、 H_{i-1} : 上级加热器疏水至本级流量、焓; D_{i+1} 、 H_{i+1} : 本级加热器疏水至下级流量、焓; D_{ip} : 本级加热器疏水至本级主凝结水出口的流量(如带疏水泵的疏水); $\sum_{j=0}^n D_{ij}$ 、 H_{ij} : 进出加热器辅助蒸汽量、焓; Q_i : 进出加热器的纯热量; D_{iwi} 、 H_{iwi} : 加热器进口辅助水流量、焓; D_{iwo} 、 H_{iwo} : 加热器出口辅助水流量、焓; Δa : 加热器水位变化量

图 1 通用加热器模型

2.2 通用热力系统模型

为了对包括辅助汽水系统、给水泵焓升以及外加热量等情况的各种热力系统进行通用描述, 并考虑编程的简洁和软件使用者的方便, 因此采用叠加思想来描述主辅系统结构的矩阵法, 其通用热力系统矩阵热平衡方程^[3]的形式为:

$$[A][D] + [A_f][D_f] + [A_\tau][D_w] + [\Delta Q] = D_{fw}[\tau] \tag{1}$$

式中, $[A]$ 、 $[A_f]$ 、 $[A_\tau]$, 分别为回热系统、辅助蒸汽、辅助水流系统的结构矩阵; $[D]$ 、 $[D_f]$ 、 $[D_w]$, 分别表示抽汽流量、辅助蒸汽流量和辅助水流组成的向量; $[\Delta Q]$ 、 $[\tau]$, 是外热量和给水在各加热器中的焓升组成的向量; D_{fw} 是离锅炉最近的高加(编号为 1) 出口给水流量/(kg/ s)。

根据 ASME 标准进行汽轮机性能全面试验, 要求是测量进入除氧器的主凝结水流量, 所以 D_{fw} 可以变换成^[3]:

$$D_{fw} = \frac{11 \dots 100 \dots 0}{m \dots z - m} ([D] + [D_f] + [D_w]) + D_{mxw} \tag{2}$$

式中, m 是高压加热器个数与除氧器之和; z 是总抽汽级数; D_{mxw} 是进入除氧器的主凝结水流量/(kg/ s)。

把 D_{fw} 带入(1) 式, 经过变换, 即可求出各级抽汽流量 $[D]$ 。

根据 ANSI/ ASME PTC6 规程, 假定系统的不明损失发生在锅炉侧。在计算出各级抽汽流量后, 可

以计算出主给水流量 D_{fw} , 考虑过热器减温水流量、系统储水不明变化量及其它进出锅炉流量(做性能试验时锅炉可以停止排污), 即可计算出主蒸汽流量。

2.3 湿蒸汽参数确定

要确定低压缸效率, 必须确定排汽焓。由于低压缸排汽是湿蒸汽, 末一级或末两级抽汽也有可能是湿蒸汽, 而直接确定湿蒸汽焓值是很困难的。因此通过(1)式计算出的抽汽量也是一个近似值。根据 ASME PTC6A-1982 推荐的方法确定处于湿蒸汽区的排汽焓和抽汽焓。具体步骤:

(1) 根据能量平衡和质量平衡确定排入凝汽器的热量和蒸汽流量, 计算出有用能终点(UEEP)焓。

(2) 根据已知的再热段入口蒸汽状态点和过热区抽汽状态点做出做功膨胀线, 然后将此曲线平滑外推到湿蒸汽区, 得到近似的处于湿蒸汽区的抽汽及膨胀线终点排汽焓(ELEP);

(3) 按 ASME 标准排汽损失曲线计算排汽损失;

(4) 根据有用能终点(UEEP)焓和排汽损失确定膨胀线终点排汽焓(ELEP), 与膨胀线外推得到的近似排汽焓相比较, 两者差值不超过 0.232 6 kJ/kg, 则迭代结束。否则, 以计算出的排汽焓(ELEP)作为下次迭代的估计值, 反复迭代;

(5) 确定了膨胀线终点排汽焓(ELEP)后, 根据做功膨胀线重新计算湿蒸汽区抽汽焓, 如果两次计算值的差值不超过 0.232 6 kJ/kg, 则迭代结束。否则需根据热平衡方程重新计算抽汽量、有用能终点(UEEP)焓及排汽焓, 反复迭代直至处于湿蒸汽区的排汽焓和抽汽焓都满足要求。

2.4 经济指标计算

2.4.1 汽轮机相对内效率计算

计算出了排汽焓, 就可以方便地得到低压缸内效率。

$$\text{高、中、低压缸内效率: } \eta = \frac{h_i - h_0}{h_i - h_s} \quad (3)$$

式中, h_i 为汽缸进口蒸汽焓; h_0 为汽缸出口蒸汽实际焓; h_s 为汽缸出口蒸汽等熵焓。

2.4.2 热耗率计算

通常热耗率(HR)的定义^[1,4]是:

$$HR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_{rh}h_{rh} - D_{re}h_{re}}{P} \quad (4)$$

式中, D_0 为主蒸汽流量; h_0 为主蒸汽焓值; h_{fw} 为锅炉给水焓值; D_{rh} 为再热蒸汽管道热段流量; h_{rh} 为

再热蒸汽热端焓值; D_{re} 为再热蒸汽管道冷段流量; h_{re} 为再热蒸汽冷端焓值; P 为制造厂或合同规定的计算保证热耗率的功率。

热耗率计算需跟制造厂或合同规定的保证热耗率计算的一致, 并且采用电动给水泵和汽动给水泵(其他泵功率较小, 一般都忽略)热耗率计算是不同的, 变化反映在功率(P)的计算上。

(1) 当制造厂计算或合同规定保证热耗率不包含给水泵所耗功率时, 即使用毛热耗率(GHR)计算, 则采用电动给水泵, 毛热耗率

$$GHR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_{rh}h_{rh} - D_{re}h_{re}}{P_b} \quad (5)$$

采用汽动给水泵, 毛热耗率

$$GHR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_{rh}h_{rh} - D_{re}h_{re}}{P_b + P_p} \quad (6)$$

式中, P_b 、 P_p 分别为发电机输出功率、驱动给水泵的小汽轮机功率。

(2) 当制造厂计算或合同规定保证热耗率包含给水泵所耗功率时, 认为给水泵耗功是机组内功的一部分, 即使用净热耗率(NHR)计算, 则采用电动给水泵, 净热耗率

$$NHR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_{rh}h_{rh} - D_{re}h_{re}}{P_b - P_a} \quad (7)$$

采用汽动给水泵, 净热耗率

$$NHR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_{rh}h_{rh} - D_{re}h_{re}}{P_b} \quad (8)$$

式中, P_a 是电动给水泵电动机功率。

目前, 国内文献^[5]及为电厂开发的汽轮机性能实时分析软件^[6]大都采用毛热耗率来分析汽轮机的经济性, 这与国内制造厂大都采用毛热耗率作为保证热耗率有关, 但毛热耗率不能充分反映汽轮机的性能。当给水泵做的压缩功转变为热量加热给水时, 由于排挤了高压抽汽, 汽轮机热耗率会降低, 因此容易得出可以用降低给水泵运行效率来提高机组经济性的错误结论。

3 算例分析

以某电厂双抽非再热反动式 125 MW 汽轮机组为对象, 应用本文的模型和程序进行纯凝工况计算, 部分主要结果列于表 1、表 2 中。

表 1 125 MW 机组额定工况下计算与设计值经济指标比较

名称	高压缸内 效率/ %	中压缸内 效率/ %	低压缸内 效率/ %	热耗率 /(kJ/kW·h)
设计值	89.43	88.78	80.48	8636
计算值	89.44	88.52	80.15	8639
相对误差/ %	0.0112	0.293	0.410	0.0347

表 2 125 MW 汽轮机热力性能试验部分结果

名称	机组试验毛热耗率	机组试验净热耗率
修正前	8 662	8 875
第一次修正	8 578	8 789
第二次修正	8 567	8 778

从验算和实际的汽轮机性能试验数据分析结果看, 本软件模型和程序有较高的精确性和通用性.

4 结论

- (1) 本文所采用的电厂热力系统数学模型, 使各种热力系统结构形式得以统一描述, 解决了通用计算软件在系统结构变化方面所遇到的障碍;
- (2) 本文根据 ASME PTC6-1996 和 ASME PTC6A-1982 标准对汽轮机性能试验结果计算和修正, 软件适用使用 ASME PTC6-1996 标准进行汽轮机的全面试验和简化试验结果分析. 对软件稍做修改, 也可适用根据国标 GB8117-87《电站汽轮机热

- 力性能试验验收规程》进行的汽轮机性能试验结果分析;
- (3) 本文给出了湿蒸汽参数的确定方法, 并分析了热耗率的不同概念及使用状况, 认为制造厂通常使用的热耗率定义并不能充分说明机组的热力性能;
- (4) 本软件通用性强, 使用简便, 计算模型方法简捷、概念明确、精度高.

[参考文献]

[1] ANSI/ ASME PTC6-1996, ANSI/ ASME PTC6A-1982, 汽轮机性能试验规程[S].

[2] 郭丙然. 火电厂计算机分析[M]. 北京: 水利电力出版社, 1991.

[3] 郭民臣, 魏楠. 电厂热力系统矩阵热平衡方程式及其应用[J]. 动力工程, 2002, 22(2): 1733 - 1738.

[4] GB8117-87, 电站汽轮机热力性能试验验收规程[S].

[5] 郑体宽. 热力发电厂[M]. 北京: 水利电力出版社, 1995.

[6] 盛德仁, 李蔚, 陈坚红, 等. 汽轮机组热耗率分析及实时计算[J]. 热力发电, 2003, (5): 16 - 18.

Study on General Analysis Software
of Steam Turbine Thermal Performance Tests

TANG Bo

(School of Power Engineering, Nanjing Nomal University, Nanjing 210042, China)

Abstract: The composition on General Analysis Software of Steam Turbine Thermal Perfomance Tests is introduced, and general calculation model of heater for steam turbine is given. Matrix thermal balance equation was used calculate general thermodynamic systems of steam turbine, the equation can describe all kinds of thermodynamic system including auxiliary steam-water system, feedwater enthalpy increase for pump and outer heat. Calculation methods of moist steam parameters were also established. The different concepts of heat consumption was analyzed.The definition of heat consumption by manufactory could not explain fully thermal performance of steam turbine unit. In the software the data of steam turbine thermal performance tests were analyzed and processed according to Steam Turbine Thermal Performance Test Codes (ASME PTC6-1996). The software was verified based on a 125 MW unit parameters. The software has better general performance and engineering application.

Key words: perfomance test, thermodynamic system, method of matrix, software

[责任编辑: 严海琳]