

工业热负荷最佳热化系数的计算

齐中英 (哈尔滨工业大学)

〔摘要〕 最佳热化系数是反映热电联产系统热源最佳结构的一个重要参数。本文通过对实际工业热负荷特性的分析整理得到有代表性的几种热负荷特性,以此为基础,以热电联产系统单位供热能力节能量为优化目标,建立了适用于业热负荷的最佳热化系数计算公式。

关键词 热电联产 热化系数 热负荷

1 前言

热电联产是一种有效的能量利用方式,是我国当前重点推广的节能措施之一。在我国,特别是在工业行业发展热电联产,有着巨大的节能潜力。从对过去发展热电联产的经验教训分析,一个热电联产系统热源的组成情况,对系统的运行效率和经济影响很大。从一般意义上讲,热电联产系统的热负荷通常由供热机组和尖峰锅炉共同承担,才有可能使系统获得最佳的经济性,而且热电联产系统运行的经济性随两种供热能力的相对比重而变。热化系数就是一个反映二者关系的参数,它是从热能生产角度出发,热电联产的供热能力占供热系统最大热负荷的比重,来表示两种热源的构成情况。确定系统的最佳热化系数,就是根据热电联产系统的具体条件,求得系统热源的最佳构成。

当热电联产系统承担采暖热负荷时,系统的最佳热化系数可以由文献[1]中所提出的方法解决。当热电联产系统承担工业热负荷时,系统最佳热化系数的取值一般认为应在0.7—0.8之间,这个取值范围实际上是一

个类比于采暖热负荷情况的经验性估计值。要实现热电联产效益的最优、最佳热化系数的取值不能仅凭经验估计,必须依靠正确的分析与计算。本文是在采暖热负荷最佳热化系数的计算方法基础上,进一步探讨工业热负荷最佳热化系数的计算公式。

2 工业热负荷的特点

工业热负荷特性通常有别于采暖热负荷,主要表现在系统载热体参数和负荷的持续特征上。从载热体参数来看,对于采暖热负荷,要求供热机组抽气参数较低,一般为0.1177~0.2453 MPa;对于工业热负荷,要求的抽汽参数较高,一般要在0.7848~1.275 MPa之间。由于抽汽参数的不同,承担工业热负荷的供热机组其供热循环的电能生产率要比承担采暖热负荷的机组低,因而将影响系统的运行指标。例如,对于一级调节抽汽的供热机组,在设计工况下发电煤耗率 b_T ,工业抽汽机要高于采暖抽汽机。从热负荷持续情况来看,采暖热负荷是季节性热负荷,而工业热负荷一般为全年性热负荷。在一个运行周期内(一般以年为单位),采

暖热负荷的持续特征比较简单, 负荷持续曲线是一条光滑的连续曲线, 可用一个曲线方程来表示; 而工业热负荷在一个周期内, 持续特点比较复杂, 受到季节影响, 差别比较明显, 负荷持续曲线可能存在间断点, 一般由几条曲线组成。

根据热负荷持续特征不同, 大致可以把工业热负荷分成四类(见图1)。

第一类的情况表示工业热负荷不受季节气温变化的明显影响, 负荷持续特征与采暖热负荷相类似(见图1(a))。第二类情况一般表示无采暖热负荷的工业供热系统, 但工

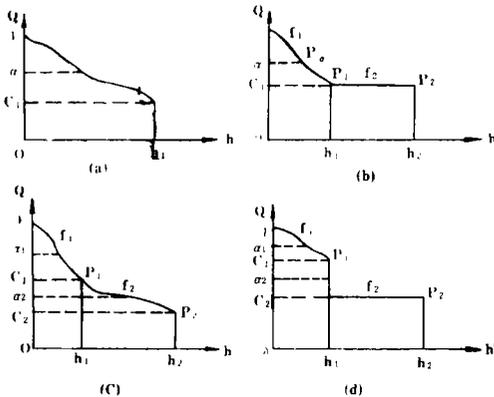


图1 工业热负荷分类

业热负荷受到季节气温变化的影响, 采暖期与非采暖期负荷持续特点有差别, 持续曲线是由两条不同的曲线 f_1 和 f_2 组成, h_1 表示采暖期的热负荷持续时间, h_2 表示全年热负荷持续时间(见图1(b))。第三类与第二类情况接近, 但比第二类代表的意义更广泛, 见图1(c)。第四类是系统热负荷中有季节热负荷的情况, 在采暖期与非采暖期的分界点, 负荷持续曲线出现间断点。

3 最佳热化系数计算式的建立

从前面的分析可见, 工业热负荷的特点比采暖热负荷要复杂。以一个采用一级调节抽汽供热机组的热电联产系统为例, 对不同

工业热负荷类型的最佳热化系数进行计算。

根据热化系数的定义:

$$\alpha = \frac{Q_T}{Q_0} \quad (1)$$

式中 α ——供热系统的热化系数, 又称为负荷热化系数;

Q_T ——供热机组的供热能力, 10^6kJ/h ;

Q_0 ——供热系统的最大热负荷, 10^6kJ/h 。

根据在一个供热周期内, 供热系统中热电联产的供热量占系统全部供热量的比重, 确定年热量热化系数

$$\alpha_y = \frac{Q_{T\Sigma}}{Q_{0\Sigma}} \quad (2)$$

式中 α_y ——供热系统年热量热化系数;

$Q_{T\Sigma}$ ——一个供热周期内, 系统热电联产供热量之和;

$Q_{0\Sigma}$ ——一个供热周期内, 系统全部供热量之和。

在 α_y 与 α 之间存在一定的联系

$$\alpha_y = f(\alpha) \quad (3)$$

函数 α_y 因热负荷特性的不同而不同。

对于采用一级调节抽汽的供热机组的热电联产系统, 系统单位供热能力的年节能量可用下式表示^[1]:

$$\Delta b = A \cdot \alpha_y + c - B \cdot \alpha \quad (4)$$

式中 $A = h_0[\psi(b_{TK} - b_T) + (b_{I1} - b_I)]$

$$B = \psi \cdot T_d(b_{TK} - b_K)$$

$$C = h_0(b_{I1} - b_I)$$

ψ ——供热机组设计电热比, $10^3 \text{kW}/10^6 \text{kJ}$;

T_d ——供热机组发电能力年利用时间, h ;

b_K ——对比凝汽式机组发电煤耗率, $(t_{ce}/10^3 \text{kW} \cdot h)^*$;

b_{TK} ——供热机组凝汽运行发电煤耗率, $(t_{ce}/10^3 \text{W} \cdot h)$;

* t_{ce} —吨标准煤

b_{jt} ——对比分产系统供热煤耗率,
 $t_{cc}/10^6\text{kJ}$;
 b_t ——供热机组的供热煤耗率, $t_{cc}/$
 10^6kJ ;
 b_{jt} ——系统尖峰锅炉的供热煤耗率,
 $t_{cc}/10^6\text{kJ}$;
 h_0 ——系统供热能力年利用时间, h_0 。

$$= \frac{Q_{0\Sigma} - Q_{J\Sigma}}{Q_{0\Sigma}}$$

$$= 1 - \frac{(1-\alpha)^2}{E}$$

式中

$$E = \frac{(1+c_1)h_1 + 2c_1(h_2-h_1)}{h_1} (1-c_1)$$

将 α_y 代入式(4)中, 令 $\frac{d\Delta b}{d\alpha} = 0$,

则

$$\alpha_{opt} = 1 - \frac{B \cdot E}{2A} \tag{6}$$

公式(4)表明, 系统单位供热能力年节能量 Δb 是热化系数 α 的函数。确定最佳热化系数 α_{opt} , 就是要找到一个 α 相对应的 Δb 达到最大。为了方便起见, 对图1的热负荷特性进行简化, 设曲线段 f_1 和 f_2 均为直线, 以此为基础, 对A, B, C, D四类热负荷, 以系统单位供热能力节能量为目标函数, 建立计算最佳热化系数的解析表达式。

3.3 如图1(c)所示的热负荷特性, 由于热负荷持续曲线不光滑, 故要分段来分析。

3.1 如图1(a)所示的热负荷特性, 由于这类负荷持续特点与采暖热负荷相同, 故最佳热化系数的计算式可以直接套用采暖热负荷的公式^[1], 即

系统的年供热量

$$Q_{0\Sigma} = \frac{1+c_1}{2} h_1 + \frac{c_1+c_2}{2} (h_2-h_1)$$

当 $c_1 \leq \alpha_1 \leq 1$ 时, 有

$$Q_{J\Sigma 1} = \frac{(1-\alpha_1)^2}{2(1-c_1)} h_1$$

$$\alpha_{y1} = 1 - \frac{(1-\alpha_1)^2}{E_1}$$

式中 C_1 ——基本热负荷占系统最大热负荷的比重。

式中

$$E_1 = [(1-c_1^2)h_2 + (c_1+c_2) \cdot (1-c_2) \cdot (h_2-h_1)]/h_1$$

当 $c_2 \leq \alpha_2 \leq c_1$ 时, 有

$$Q_{J\Sigma 2} = \frac{1+c_1-2\alpha_2}{2} h_1 + \frac{(c_1-\alpha_2)^2}{2(c_1-c_2)} (h_2-h_1)$$

$$\alpha_{y2} = 1 - [(c_1-c_2)(1+c_1-2\alpha_2)h_1 + (c_1-\alpha_2)^2(h_2-h_1)]/E_2$$

3.2 如图1(b)所示的热负荷特性, 系统的年供热量 $Q_{0\Sigma}$ 为图形1· P_1 · P_2 · h_2 · 0 ·1所包围的面积

$$Q_{0\Sigma} = \frac{(1+c_1)}{2} h_1 + c_2(h_2-h_1)$$

此时, $c_1 = c_2$

$$\text{故 } Q_{0\Sigma} = \frac{(1+c_1)}{2} h_1 + c_1(h_2-h_1)$$

尖峰锅炉的供热量 $Q_{J\Sigma}$ 为图形1· P_a · α ·1所包围的面积

$$Q_{J\Sigma} = \frac{(1-\alpha)^2}{2(1-c_1)} h_1$$

年热量热化系数为

$$\alpha_y = \frac{Q_{J\Sigma}}{Q_{0\Sigma}}$$

式中

$$E_2 = (1-c_2)(c_1-c_2) \cdot h_1 + (c_1^2-c_2^2)h_2$$

将 α_{y1} 和 α_{y2} 代入式(4), 令 $\frac{d\Delta b}{d\alpha} = 0$,

$$\frac{d\Delta b}{d\alpha_2} = 0, \text{ 则有}$$

$$\alpha_{opt11} = 1 - (B \cdot E_1) / 2A \quad (7a)$$

$$\alpha_{opt12} = 1 - \frac{B \cdot E_2}{2A \cdot (h_2 - h_1)} - \frac{c_1 - c_2}{h_2 - h_1} \cdot h_1 \quad (7b)$$

从系统的热负荷特性来看, 最佳热化系数只能存在于 $[c_2, 1]$ 区间内, 所以有

$$\alpha_{opti} = opt\{x_i\} \quad (8)$$

$$\text{使 } \Delta b = \max_i f(x_i) \quad i = 1-3$$

其中 $x_i \in \{\alpha_{opt11}, c_1, \alpha_{opt12}\}$

上式表明最佳热化系数 α_{opti} 只能从 α_{opt11} , α_{opt12} 和 c_1 中确定。

3.4 如图1(d)所示的热负荷特性, 由于热负荷曲线不光滑, 同样要分段来分析, 按前面相似的步骤, 我们可以得到:

当 $c_1 \leq \alpha_1 \leq 1$ 时

$$\alpha_{y1} = 1 - \frac{(1 - \alpha_1)^2}{E_1}$$

式中

$$E_1 = \frac{(1 - c_1^2)h_1 + 2c_2(1 - c_2)(h_2 - h_1)}{h_1}$$

$$\alpha_{opt11} = 1 - \frac{B \cdot E_1}{2A}$$

当 $c_2 \leq \alpha_2 \leq c_1$ 时

$$\alpha_{y2} = 1 - \frac{(1 - c_1) + 2(c_1 - \alpha_2)}{E_2}$$

$$\text{式中 } E_2 = \frac{(1 + c_1)h_1 + 2c_2(h_2 - h_1)}{h_1}$$

将 α_{y2} 代入式(4)得

$$\frac{d\Delta b}{d\alpha_2} = A \cdot \frac{2}{E_2} - B = const$$

在区间 $c_2 \leq \alpha_2 \leq c_1$ 内 $\frac{d\Delta b}{d\alpha_2}$ 为常数, 表

明在 $[C_2, C_1]$ 内 Δb 无极值点, 由于最佳热化系数的存在区间为 $[C_2, 1]$, 故

$$\alpha_{opti} = opt\{x_i\}$$

$$\text{使 } \Delta b = \max_i f(x_i) \quad i = 1-3$$

$$\text{式中 } x_i \in \{c_2, c_1, \alpha_{opt11}\} \quad (9)$$

至此, 利用式(5), (6), (8),

(9) 我们可以针对四种不同类型的工业热负荷, 计算以系统单位供热能力节能量为目标函数的最佳热化系数。

综上所述, 计算工业热负荷最佳热化系数要比纯采暖热负荷复杂。对于纯采暖热负荷, 负荷曲线是连续的并且是光滑的, 所求得的极值点便是最佳热化系数的取值点。而工业热负荷的负荷曲线有时是间断的或是不光滑的, 只能分段确定极值点并通过进一步的比较才能确定最佳热化系数值。图2表示了对于热负荷特性(a)的情况, 基本负荷比例 c_1 和负荷持续时间 h_1 对最佳热化系数 α_{opti} 取值的影响。从图中可以看出, 对于工业热负荷, 最佳热化系数的取值的变化范围是比较宽广的, 某些因素如 c_1 或 h_1 对最佳热化系数的取值的影响也是比较明显的, 最佳热化系数的取值只有通过实际数值的计算分析才能得到正确结论。

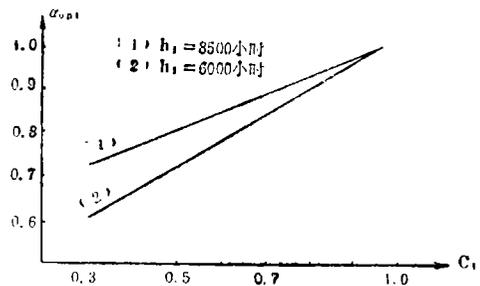


图2 对于负荷特性(a), 最佳热化系数与影响因素的关系

4 结 语

对于工业热负荷的热电联产系统, 尽管存在热负荷曲线不连续不光滑的情况, 仍然可以建立计算最佳热化系数的公式, 对最佳

热化系数进行定量计算。认为对于工业热负荷的热电联产系统，最佳热化系数取值应在0.7—0.8之间的观点是缺乏根据的，实际上最佳热化系数取值小于0.7或大于0.8都可能是正常的，主要取决于影响热化系数取值的各因素的情况。因此，最佳热化系数只能根据具体条件通过计算确定。

参 考 文 献

- 1 叶元煦, 齐中英. 热电合供系统最佳热化系数的确定. 哈尔滨工业大学学报, 管理科学专辑, 1985年
- 2 重庆大学. 热力发电厂. 电力工业出版社, 1981年

(孙显辉 编辑)

The Calculation of an Optimal Thermal Generation

Coefficient for Industrial Heat Loads

Qi Zhongying

(Harbin Institute of Technology)

Abstract

The thermal generation coefficient constitutes a major parameter for reflecting the optimum structure of a cogeneration system heat source. By way of analysing actual industrial heat load characteristics the author has obtained some types of typical heat load specific features. On the basis of this and with the energy saving of the cogeneration system specific heat supply capacity serving as an optimization objective a formula for calculating the optimal thermal generation coefficient of an industrial heat load has been given.

Key words: *cogeneration, thermal generation coefficient, thermal load*

简 讯

进 口 燃 气 轮 机 消 息

据“Gas Turbine World”1990年9—10月号报道，休斯顿的Ruston燃气轮机公司将为位于中国南海的惠州油田供应4套TB5000型燃气轮机发电机组。

McDermott Int'l海上平台制造公司正在该处建造一座油井的生产平台，该平台将安装一些燃气轮机发电机组，每台机组的额定功率为3.8MW，现场开发工作是由ACT工作组、Chevron和Texaco以及中国海上石油公司负责进行。

燃气轮机是由英格兰的Lincoln工厂制造的，所驱动的发电机是GEC-Alsthom公司提供的。

(吉桂明 供稿)