

⑫ 蓄电池测试装置中大功率晶体管散热的研究

103-107 The Study of GTR Dissipated Heat on Battery Testing Device TM9/2.1

唐卓尧
Tang Zhuoyao

何耀三[✓]
He Yaoshan

童明儒
Tong Minru

王明渝
Wang Mingyu

段其昌
Duan Qichang

(重庆大学电子信息工程学院, 重庆, 630044)

A 摘要 在介绍蓄电池测试装置主电路的基础上, 设计出水冷散热及强迫风冷散热器; 并对两种散热效果进行了分析与比较。

关键词 蓄电池充电; 传热计算; 大功率晶体管
中国图书资料分类法分类号 TP23

散热, 测试装置

ABSTRACT On the basis of introducing battery testing device main circuit, dissipated-heat device using cold water or forced wind for battery testing device has been designed and two kinds of dissipated-heat effects have been analysed and compared in this paper. The scheme and data introduced in this paper are very useful for battery testing device designed.

KEYWORDS battery recharging; heat conduct computation; GTR

0 引 言

为准确地测量蓄电池的性能, 使之符合国内国际及日、德等国家测试标准, 必须具备一套对蓄电池进行充/放电及容量、寿命试验的测试设备。目前, 国内大多数蓄电池生产厂家中, 现行设备日趋老化, 硅整流充电机一般只带恒流充电, 无恒压限流充电及放电功能。可控硅充/放电机属 70 年代后期的产品被大多数厂家采用, 但是可控硅充/放电机存在同步触发、逆变失败、纹波、对电网影响及价格高等问题。80 年代中期, 国内市场大功率晶体管 (GTR) 的出现及国内一些蓄电池厂从国外引进先进的蓄电池测试设备促进了国内蓄电池测试设备的发展。80 年代后期, 国内也开始了这方面的研制工作, 遇到的难题是 GTR 的保护, GTR 并联及 GTR 的散热处理。笔者在介绍蓄电池测试系统的基础上, 重点讨论了 GTR 的散热方式及散热器的结构设计。

2 蓄电池测试系统主电路

由于硅整流充电机及可控硅充/放电测试装置存在诸多缺陷, 难于满足测试标准, 故选用 GTR 作为控制元件, 实现对电流, 电压的控制, 见图 1。

* 收文日期 1994-07-06

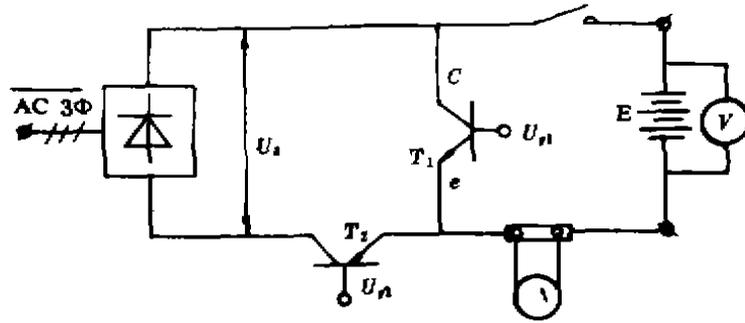


图 1 主电路原理图

图 1 中,由于充/放电功率不同,并尽量减少由接触器切换动作引起的干扰,采用两套相互独立的 GTR 来分别控制充电和放电电流。

在充电情况下,电源经三相桥整流后,得到纹波较少的直流电压 \$U_d\$ (\$r < 5\%\$),该电压加在电池 \$E\$ 和 \$T_2\$ 组 GTR 的 EC 极上,通过控制 \$T_2\$ 的基极电压,就可以改变 \$V_m\$,从而达到改变电池端电压,控制充电电流。

在放电情况下,\$T_2\$ 可靠截止,电池 \$E\$ 通过 \$T_1\$ 的 CE 极放电,控制其基极电压就可改变 \$V_m\$,达到控制放电电流大小。

为满足蓄电池充/放电流的要求,主电路须采用多管并联,由于工业蓄电池品种较多(起动型、牵引型、固定防酸式蓄电池等),充/放电电流范围大,如 GF-1600AH 型铅酸电池,充电电流 \$I_{max} = 120\$ A,最大放电电流为 720 A,蓄电池两端电压有 2V、6V、12V 等级,由电池充/放电电流及电压可知,GTR 的功耗: $P_m = (U_d - E)I_c$ 或 $P_m = EI_r$ (1)

式中 \$U_d\$——整流桥输出电压;\$I_c/I_r\$——充/放电电流。

式(1)中,为满足电池 16 V 充电电压的要求,一般 \$U_d \ge 20\$ V. 当 \$E = 2\$ V, \$I_c = 128\$ A 时,(对 GF1600AH),则 \$P_m = 2.3\$ kW. 对放电, \$P_{m,max} = 720\$ A \$\times\$ 12 V = 864 kW (6 只电池串联放电). 由上述计算看出,GTR 构成的蓄电池测试设备中,充/放电最严重时有 3~10 kW 的功率降落在 GTR 及散热器上,而 GTR 存在“热奔”现象,因此采用合理的散热方式,并适当控制 GTR 耗散功率及必须的保护措施,就成为设计该系统的关键问题之一。

2 GTR 的散热

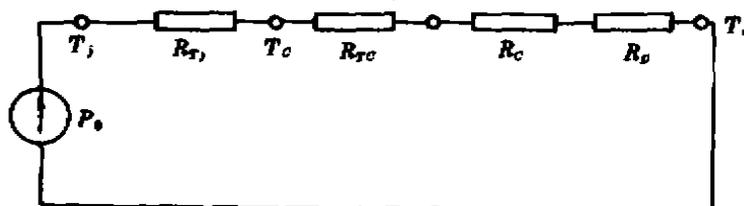


图 2 GTR 散热等效电路

\$T_j\$——管壳温度; \$T_e\$——环境温度

2.1 散热等效电路

图 2 给出了 GTR 散热等效电路。在 GTR 中,集电极耗散功率是热源,它使结温升高到 \$T_j\$,形成热量传播。图中,\$R_j\$ 是管子的结热阻,不能改变;\$R_{jc}\$ 是 GTR 与散热片之间的接触热

阻,可以通过加入散热脂,涂上硅油,接触面抛光等方法来减少; $(R_c + R_b)$ 是散热片与周围介质的热阻,其中 R_c 是传导热阻,显然为耗散尽量多的功率,采用传导系数大的材料是合理的。我们选用金属铜为传热介质,并缩短传热路径,有利提高传热效率;对热阻 R_b 情况较为复杂,换热效率除与介质流速、管径大小等因素有关外,还与进出口水温温差有关。

2.2 散热方式

计算及实验表明,对较少功率(1 kW)的散热,采用强迫风冷方式是适宜的。但是系统功率达 3 ~ 10 kW 的持续功率如仍采用强迫风冷方式,不但散热面积很大,且使环境温度升高,而降低 GTR 的耗散功率,故在中功率系统中不易采用风冷。

通过理论分析及实践研究,在该系统中采用水冷方式适宜,因水冷散热效率高 20 ~ 30 倍,且不会使环境温度明显升高,有利于设备的可靠运行。

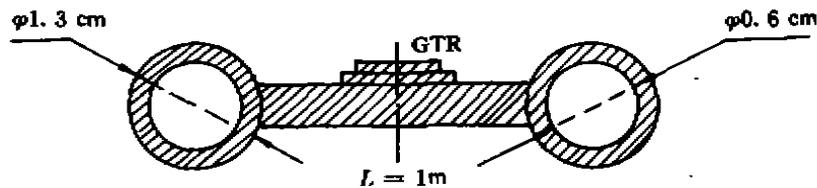


图 3 水冷散热器横截面示意图

2.3 水冷散热器设计

我们采用 GTR 并联方式,晶体管均匀地分布在铜质散热板上,为确保 GTR 可靠均流以及消除因某些 GTR 过热而出现“热奔”现象,使各 GTR 具有同样的散热环境是必须的。所以设计出现环形铜管水冷散热方式,考虑到散热器设计应以最大可能的耗散功率为准则($P_{max} \leq 3 \text{ kW}$),散热器结构横面见图 3。

为简化计算,对铜排与周围空气的自然对流换热及铜排的热辐射能量忽略不计。

1) 铜排热通量*

采用的铜排传热可以认为是一维平壁系统^[2],将富里叶定理用于平壁系统,积分方程为:

$$q = -KA(\Delta T) / \Delta X$$

式中 ΔX ——平壁厚度,0.6 m; ΔT ——传热温差,试验测得 16.2℃; K ——导热系数,铜材为 385 W/(m·℃); A ——传热面积, $2.8 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ 。

将上述数值代入(1)式,得热通量 q 为 2910 W。

同时还应当考虑管壳与铜排之间的接触电阻 R_{rc} 。在并联状态下测得单排 GTR 功耗 1530 W,管壳与铜板之间温差距 32.4℃,所以接触热阻

$$R_{rc} = 32.4 / 1530 = 0.0212 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (2)$$

正常工作时,使用两排共 20 个 GTR(设计 $I_{max} = 300 \text{ A}$),此时总热阻

$$\sum R_{rc} = R_{rc} / 2 = 0.0106 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

故在整个管壳和平壁系统中,总热阻是各部分热阻之和,即

$$\sum R = \sum R_{rc} + R_c = 0.0106 + 5.57 \times 10^{-3} = 1.617 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3)$$

各部分热阻及温差如图 4 所示(标示的温度为相对水的温度的温升),其中 T_0 为管壳温

* 鄢林,GTR 及 FET 在蓄电池测试设备中的应用. 重庆大学硕士论文,1990,4

升 T_c 为铜管外表面温升:

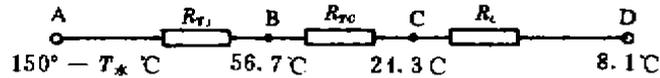


图 4 热阻及温升示意图

所以,总热通量为: $q = \Delta T / \sum R = (T_s - T_b) / \sum R = 2910 \text{ W}$ (4)

2) 铜管对流散热

冷水在管内流动引起热损失,通过管内流动的经验公式进行定量分析。

对 20°C 水,其重要物理参数有:密度 $\rho = 995 \text{ kg/m}^3$,热容量 $C_p = 4.18 \text{ kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$,普数 $Pr = 5.85$,导热系数 $K = 0.614 \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$,水的流密 $W = 8.6 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}$,流速 $U_m = 2.42 \text{ m/s}$ 。

在并联散热条件下,液体流动的雷诺数为: $Re_d = \rho U_m d / W = 16800 \gg 2300$ (5)

故此时流动系统呈湍流状态,系统的努谢系数为: $Nu_d = 0.023 \cdot Re_d^{0.8} \cdot Pr^{0.3} = 93.78$ (6)

由此计算系统的换热系数是 $k = KN_m / d = 9597 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ (7)

实验测得,进水管出口处温差 $\Delta T = 8.1^\circ\text{C}$,同时铜管有效长度 $L = 2 \text{ m}$,则

$$Q = 3.1415 L k d \Delta T \approx 2927 \text{ W} \quad (8)$$

这种情况只能在采用有效传热介质的状况下才能实现。

3) GTR 并联后的最大功耗

为使蓄电池测试设备获得大电流输出,降低内阻,必须采用多 GTR 并联进行,GTR 增多,会造成铜排基板温度升高, β 值增大,形成热的正循环,造成 GTR 二次击穿。因此为保证 GTR 安全运行,须控制 GTR 最大功耗。生产厂家给出 GTR 最大功率 P_m 是在管壳温度为 25°C 情况下获得的。

按热阻定义: $R_{rj} = (T_j - 25^\circ\text{C}) / P_m$,代入 $T_j = 150^\circ\text{C}$, $P_m = 300 \text{ W}$ 得:

$$R_{rj} = 0.417 \text{ }^\circ\text{C/W} \quad (9)$$

在工作点附近,GTR 的功率 P 和管壳温升 τ 相对环境而言,存在一定函数关系 $\tau = f(P)$,在工作点按泰勒级数展开,并取一次线性关系 $\tau = KP$,实验得 $K = 0.32 \text{ }^\circ\text{C/W}$,恶劣工作环境下 $T_0 = 40^\circ\text{C}$,考虑 $T_{max} = 150^\circ\text{C}$, $T_j = R_{rj} \times P + KP + T_0$ 得 $P_m = 155 \text{ W}$ 。

以上数据说明为保证 GTR 安全工作,每只 GTR 的功耗不能超过 150 W ,否则易引起管子的热击穿。

4) GTR 并联数的最佳选择

由于铜排基板多个 GTR 并联在稳定大电流放电时,基板温升易造成 GTR 的二次击穿。少并 GTR 则会多用有色金属,增加装置成本。因此,铜排上 GTR 并联有一最佳值。

实验发现,并联 GTR 的输出功率不与并联的 GTR 个数成正比。这是由于并联的 GTR 的基板温度随着 GTR 的增加而升高,在一定结温条件下,将导致单个 GTR 耗散功率的降低。设单一 GTR 最大输出功率为 P_0 ,与 $n - 1$ 个 GTR 并联后,其输出功率减少到 $P_0 \times N^*$ (N 是 n 的函数,由实验确定)。实验测得 MJ11032 单独使用时功耗 $P_0 = 220 \text{ W}$,衰减系数 $N = 0.96$,算

得单个 GTR 处于并联状态下的功耗为: $P_0 \times N^s = \sum P/n$, 式中, $\sum P$ 为铜排耗散总功率。

解上式超越方程(已知 $\sum P = 3 \text{ kW}$), 得 $n = 20$. 而在铜排上按装 20 个 GTR, 可以保证在满足最大功率输出的情况下, 并联 GTR 个数最少。

2.4 风冷散热器设计

根据用户的要求, 蓄电池测试装置也采用风冷肋片式散热结构, 单元散热器截面图 5 所示。

2.4.1 强迫风冷条件下单元散热功率

已知测试装置中取:

散热板长 $X = 0.5 \text{ m}$,

风速 $U_\infty = 8 \text{ m/s}$,

风的粘性系数 $W = 15.06 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

由计算知, 直肋散热板自然冷却条件下,

单元肋表面散热量只有 165 W. 而采用风机强迫风冷后, 由已给条件, 雷诺数

$$Re = U_\infty X / W = 2.5 \times 10^5 < Re_{\text{临}} \quad (10)$$

故风流呈层流状态. 在强迫风冷条件下散热量为^[3] $Q = 3.94U_\infty / X \text{ W}$ (11)

式中: A 为散热总面积, T_Δ 为散热的平均温升, X 为到平板前沿的距离. 实测 $A = 0.616 \text{ m}^2$, $T_\Delta = 54^\circ\text{C}$, 代入(14)式得单元散热功率 $Q = 518 \text{ W}$ (12)

2.4.2 3 kW、10 kW 强迫风冷散热结构设计

前面算出, 对 0.5 m 长散热板耗散 500 W 左右功率, 那么, 3 kW 功率散热, 则需 6 块单元散热板按两排三层方式构成散热器. 为加强散热效果, 散热器加装直径为 30 cm 圆筒外罩, 外罩长度 1 m, 此情况下散热总体积: $V = 0.07 \text{ m}^3$

而 10 kW 强迫风冷散热总体积 0.23 m³.

显然, 散热体积比较大, 不仅要消耗大量的有色金属(增大装置成本), 而且控制需要安装通风管道, 不然会使环境温度升高降低系统可靠性。

3 结 论

通过上述 GTR 散热理论分析及计算得出, GTR 水冷散热方式在耗散 3 kW 功率情况下, 散热体积 $6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$; 耗散 10 kW 功率的情况下, 散热体积为 $2.1 \times 10^{-2} \text{ m}^3$; 分别是强迫风冷的十分之一左右. 在耗散同样功率的情况下, 从经济上考虑水冷方式价格是强迫风冷方式价格的二分之一左右. 所以, 测试系统中以水冷散热器作为功率散热器较合理. 文中给出的方案及数据已在我们研制的测试装置中得到了证实. 然而, 由于水质及用户的要求, 也可采用强迫风冷, 合理地选取散热器及风道设计就显得尤为重要。

参 考 文 献

- 1 [美]J. P. 霍尔曼著, 马庆芳等译. 传热学. 北京: 人民教育出版社, 1979. 218~227
- 2 程尚模. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1990. 37~45
- 3 Mumay Hill. Semiconductor Devices Physics and Technology. New York, Wiley, 1985. 109~147

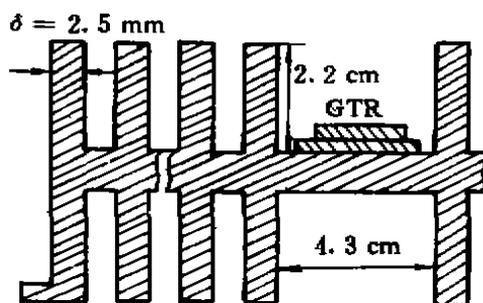


图 5 风冷散热器截面示意图