

某 ACDC 电源液冷散热设计及仿真分析

朱晓亮¹ 汪玲¹ 贾振华¹ 张红¹ 张海涛²
(1 合肥同智机电控制技术有限公司 安徽 合肥 230088; 2 阳光电源股份有限公司 安徽 合肥 230088)

摘要: 本文针对某 ACDC 电源热耗分布进行液冷流道、散热齿、进出口接头设计, 通过引进基于 CFD (Computational Fluid Dynamics 计算流体动力学) 的仿真技术, 得到液冷板的温度分布、流道流速分布及进出口压降。同时考虑盖板强度, 避免使用时变形, 对冷板采用静力学仿真分析, 保证使用安全性。最后进行温升实验对比仿真和测试结果, 仿真误差在 2℃ 以内, 且经过打压测试冷板无变形。

关键词: 液冷流道; 热仿真; 静力学; 温升实验

0 引言

随着电源功率逐渐增大, 电源箱体的热耗也越来越大。受到一定程度的尺寸限制, 导致局部热流密度越来越大, 当普通的风冷已经不能满足散热需求时, 大多数的解决方案都是采用液冷散热。液冷散热载热能力强, 相对风冷散热, 同等体积热流密度可提升一个数量级。各种冷却方式散热能力如图 1 所示。

1 ACDC 电源模型及输入

电源三维模型及设备热源热耗分布见图 2。
整机共 12 个发热模块, 最大热耗 600W, 最小热耗 100W, 整机总热耗为 4510W。ACDC 车载电子控制器, 采用液冷散热, 环境温度: -40 ~ 65℃,

进口水温: ≤ 60℃, 冷板结口: NPT1" 内螺纹, 总热耗: 4510W, 工作介质: 50% 乙二醇水溶液, 供液流量: 25L/min, 流阻: ≤ 30kPa。

根据输入参数, 对进出水温差进行核算, 计算公式^[1]如下:

$$\Delta T = \frac{Q}{V \cdot \rho \cdot c}$$

式中: v - 体积流量, 取 $v=25\text{L/min}$;
 ρ - 冷却液密度, 取 $\rho=1071\text{kg/m}^3$;
 c - 冷却液比热容, 取 $c=3300\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$;
 Q - 系统热耗, 取 $Q=4510\text{W}$ 。

计算得到冷却液在冷板进出口的温差 $\Delta T=3.06^\circ\text{C}$, 设计温差 ≤ 5℃, 较为合理。
电源详细散热工况见表 1。

器件详细热耗及冷板温度限值见表 2。

表 2 中最大结温是根据 GJB/Z 35-1993 降额设计得到, 散热器基板限值温度是根据最大结温、热耗、结壳热阻及界面材料计算得来, 散热器基板限值温度 T_{bmax} 由下式计算:

$$T_{bmax} = T_{jmax} - Q \times (R_{jc} + R_{cs})$$

式中: T_{bmax} - 散热器表面允许达到的最大温度 (℃) ;
 T_{jmax} - 结温允许达到的最大值 (℃) ;

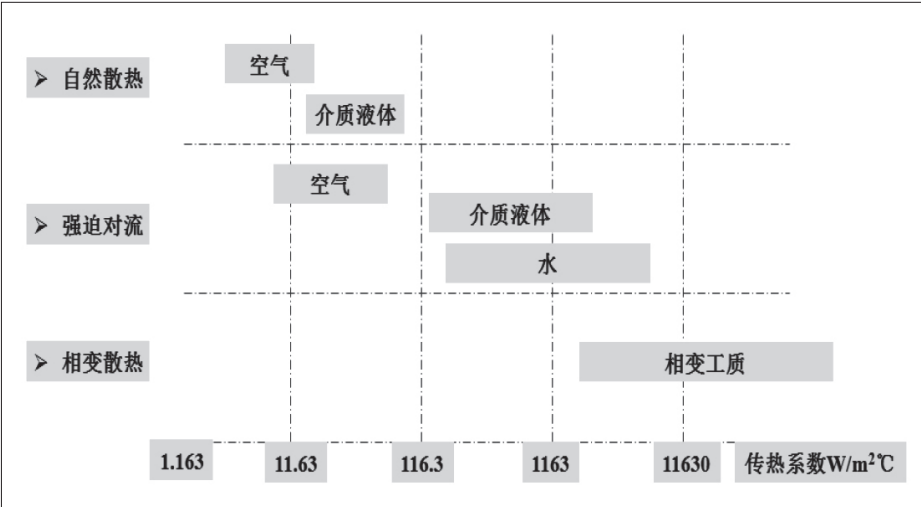


图 1 各种冷却方式散热能力图

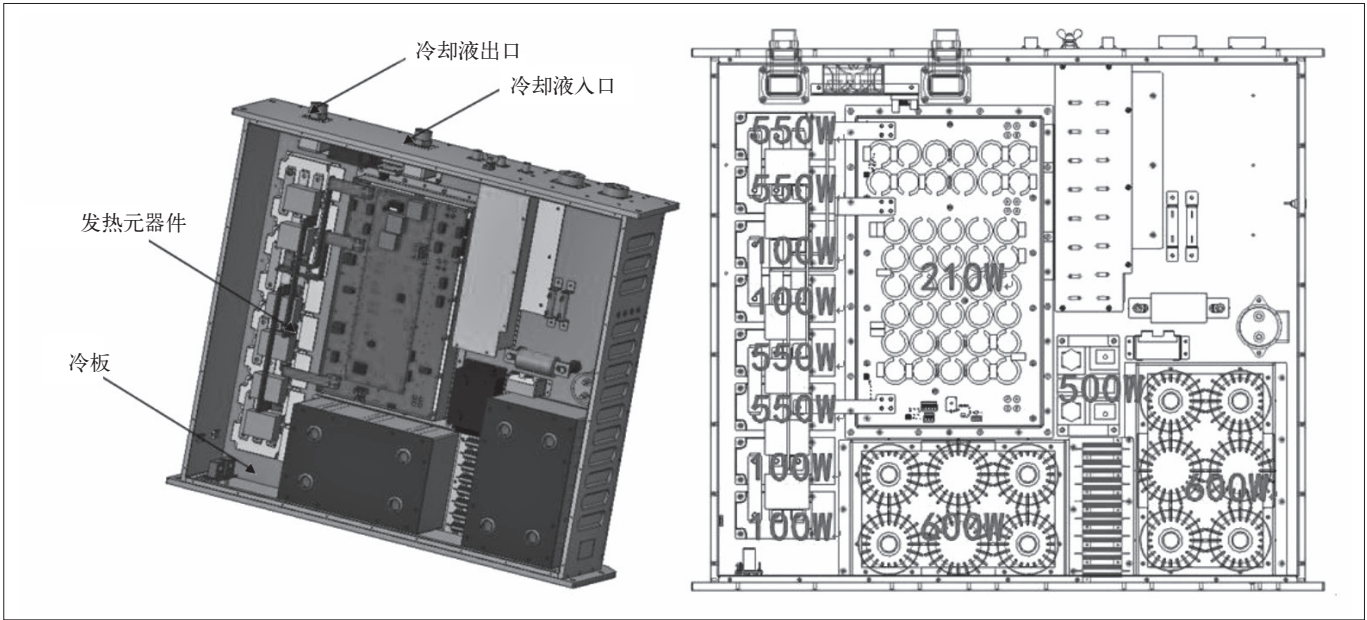


图 2 电源三维模型及热耗分布

表 1 电源详细散热工况

环境温度 /℃	散热要求	进口液温 /℃	流量 / (L/min)	总热耗 /W	工作介质	流阻 /kPa
65	液冷	60	25	4510	50%乙二醇水溶液	≤ 30

表 2 器件热耗统计表

器件名称	单个热耗 /W	数量	小计 /W	最大结温 $T_{jmax}/^{\circ}\text{C}$	散热器基板限温 $T_{bmax}/^{\circ}\text{C}$
IGBT	550	4	2200	130	93.2
	100	4	400		
整流桥	500	1	500	130	112
电容	42	5	210	105	—
电感	100	12	1200	150	—
合计	—	—	4510	—	—

流道参数设计: IGBT 宽度为 106mm, 按照流过热源的原则, 流道宽度设计 130mm。齿厚根据工程经验 1.5 ~ 3mm, 考虑机加工太薄有难度, 且真空钎焊需要一定的齿厚与后盖板连接, 选择设计 2mm。IGBT 是最核心的器件, 因此稍微加密此处的散热齿, 净齿间距按照 3mm 设计 (一般齿厚齿间距 1:1 视为齿密度极限), 齿高可根据实际需求设计。本机箱的冷板厚度可控制在 30mm 以内, 有一定的余量, 且客户要求尽量地减少流动阻力, 因此齿高设计 8mm (一般 5 ~ 10mm), 翅片的高宽比为 8/2=4, 在合理设计范围内 (≤ 10)。基板厚度设计 10mm, 充分减少扩散热阻, 且发热器件采用 M3 的螺栓, 10mm 的基板可避免打通至水道, 水道也没有避开螺栓的设

Q — 元器件热损耗 (W);
 R_{jc} — 元器件结壳热阻 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$);
 R_{cs} — 界面材料的热阻 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)。
 R_{jc} 元器件结壳热阻通常由元器件厂家规格书中提供, R_{cs} 界面材料的热阻和实际选择的界面材料及压力等应用情况有关。

2 流道设计

流道设计结构见图 3, 流道的走向遵循兼顾所有发热器件, 尽量优先解决脆弱器件。

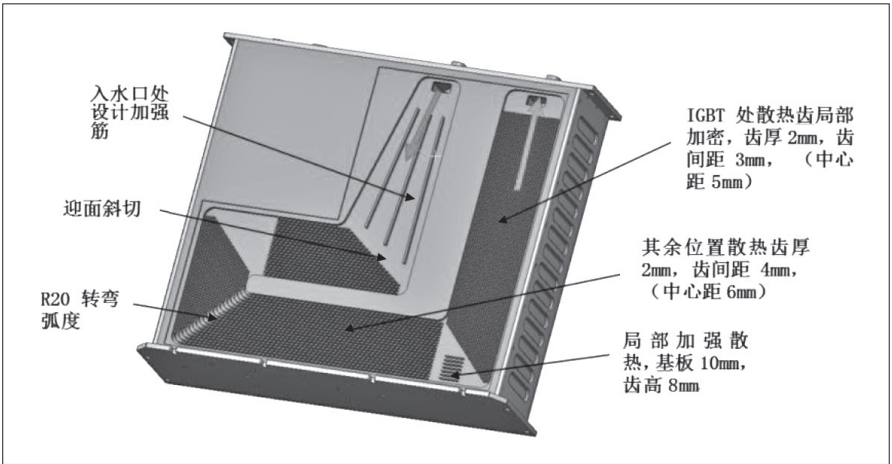


图 3 冷板流道设计

计难度。根据系统分配给冷板的流量为 25L/min, 初步计算流速约为 0.7m/s, 在水道设计中属于较低的流速, 因此流动阻力也就较小。

入水口处是电容组件, 总热耗较小, 不设计散热齿, 但需要设计加强筋, 否则在进行打压试验时可能因该处强度不够而产生变形。

在流道转弯迎面处, 由于水流的惯性, 在转弯角处会形成一个小漩涡, 为了避免漩涡和流速分配不一致, 在转弯处设计斜切散热齿, 转弯远离处翅片加长, 近端翅片缩短。这是避免翅片之间流速不一致的典型措施。

3 热仿真分析

3.1 热仿真模型

建立产品热仿真模型, 机箱热仿真模型如图 4 所示, 对流体域进行抽取, 设置为 50%乙二醇水溶液, 对三维模型倒角、圆角、螺钉孔及不影响散热的局部结构进行了适当简化^[2,3]。发热器件与散热器之间界面材料采用导热硅脂, 以减小接触热阻。

3.2 仿真结果

在供液温度为 60℃、流量 25L/min、总热耗 4510W 情况下, 冷板基板温度分布云图仿真结果如图 5 所示。IGBT 底部的冷板基板温度最高, 约 88.64℃, 表 2 中计算得到 IGBT 冷板表面温度最大限值为 93.2℃, 设计满足要求。

电容及电感温度分布云图如图 6 所示, 电容最高温度约 77℃, 电感最高温度约 115℃, 均满足设计要求。

流道切面流速分布云图如图 7 所示, 从图 7 可以看出, 流道内翅片间流速分布较为均匀。流道切面压力分布云图如图 8 所示, 从图 8 可以看出, 流道进出口压差约为 9153Pa, 小于 10kPa, 属于流动阻力很小的设计, 一般车载控制器的流动阻力控制在 30kPa 左右, 因此流动小于 10kPa 的设计, 非常符合压损需求。

流体温度分布云图如图 9 所示, 根据图 9 可以计算得出, 流体进出口温差约 3.3℃, 与公式理论计算的结果相符。

4 冷板强度力学仿真分析

材料设置铝合金 6063-T5, 按 1MPa 的打压测试, 简化模型, 仅对进水口部分薄弱环节进行力学仿真分析, 得到仿真结果。

冷板加强筋强度仿真应力云图如图 10 所示, 从图 10 可以看出, 应力为 95.27MPa, 远小于 6063-T5

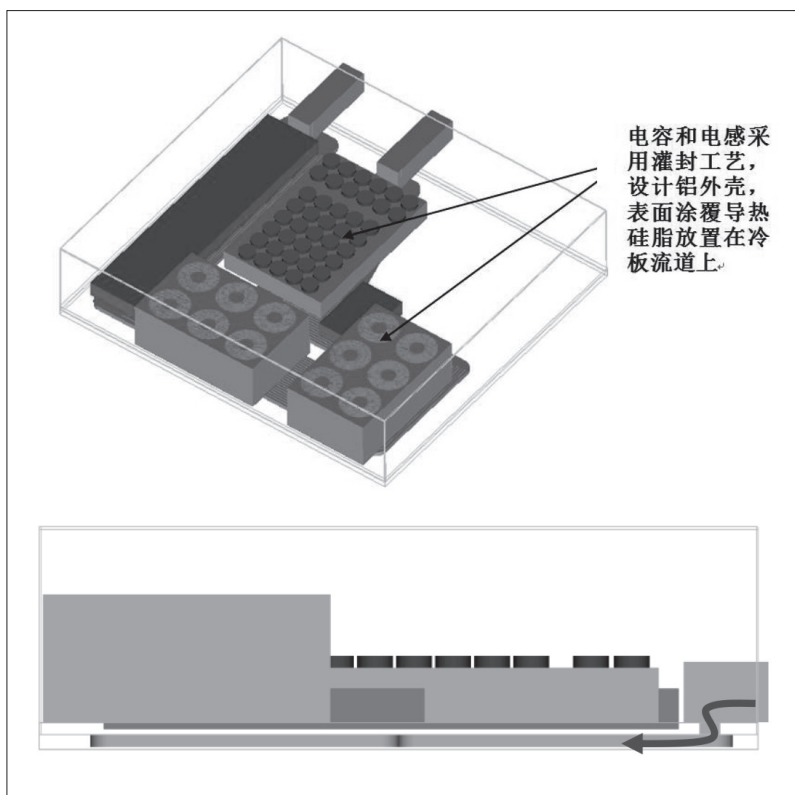


图 4 机箱热仿真模型

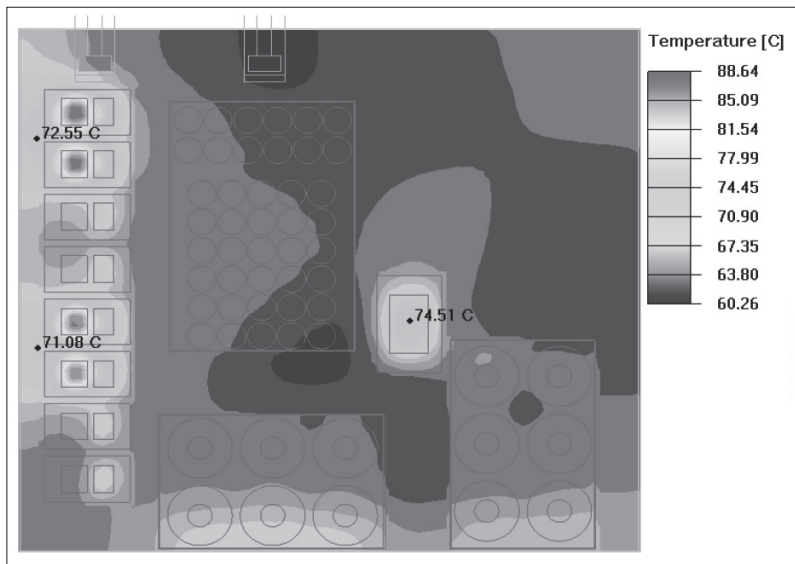


图 5 冷板基板温度分布云图

本身的屈服强度。冷板加强筋强度仿真应变云图如图 11 所示, 应变值为 1.29×10^{-3} , 变形量可忽略不计。水冷板增加了加强筋后, 抗压能力增强, 使用过程中, 水冷板大部分区域应力值与应变值均较小, 整体应力值均小于所选材料的屈服应力, 结构安全可靠。

5 实验测试对比

液冷机箱测试时选取三处测温点进行实测温度与仿真温度的对比, 测温点位置见图 13, 结果见表 3。

从表 3 数据可以看出, 仿真与测试的结果符合度较高, 误差基本在 2°C 以内, 说明仿真很好地预测了系统的温度分布, 给设计提供了准确指导, 设计工况符合设计要求。

6 结语

本文针对某电源热耗分布进行液冷流道、散热齿设计, 流道参数设计: 流道宽度设计 130mm, 齿厚选择设计 2mm。IGBT 的散热齿稍微加密, 净齿间距按照 3mm 设计, 齿高设计 8mm, 翅片的高宽比为 $8/2=4$ 。基板厚度设计 10mm,

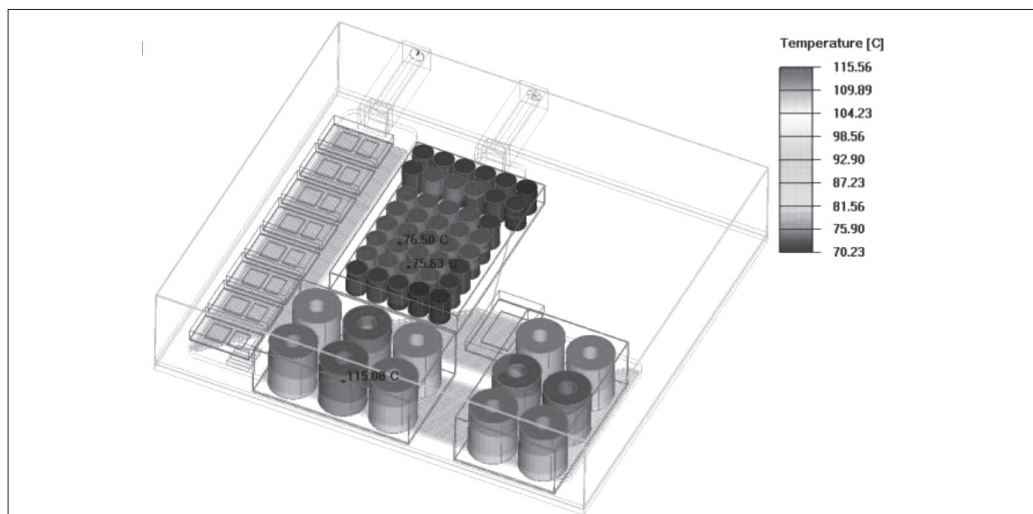


图 6 电容及电感温度分布云图

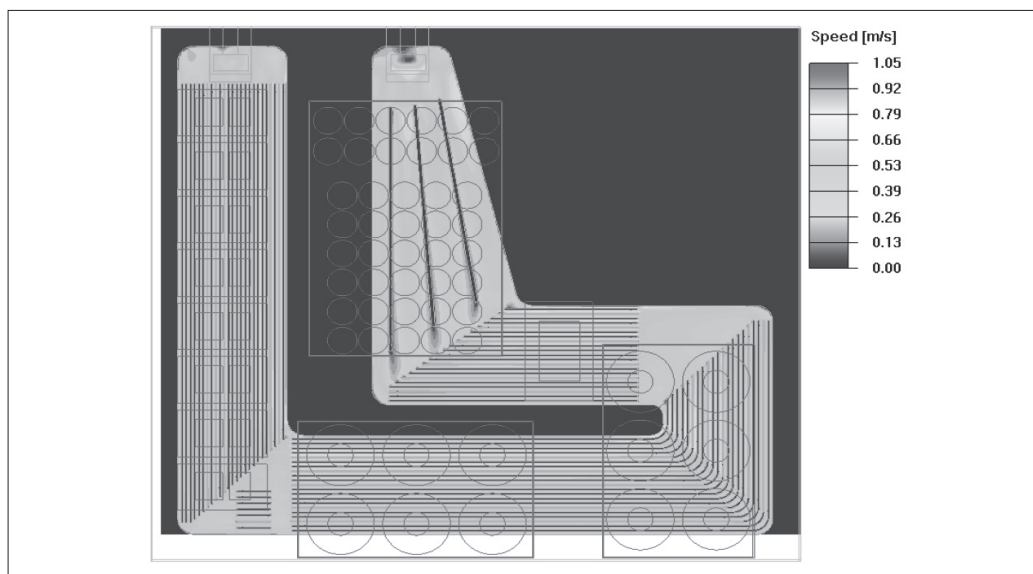


图 7 流道切面流速分布云图

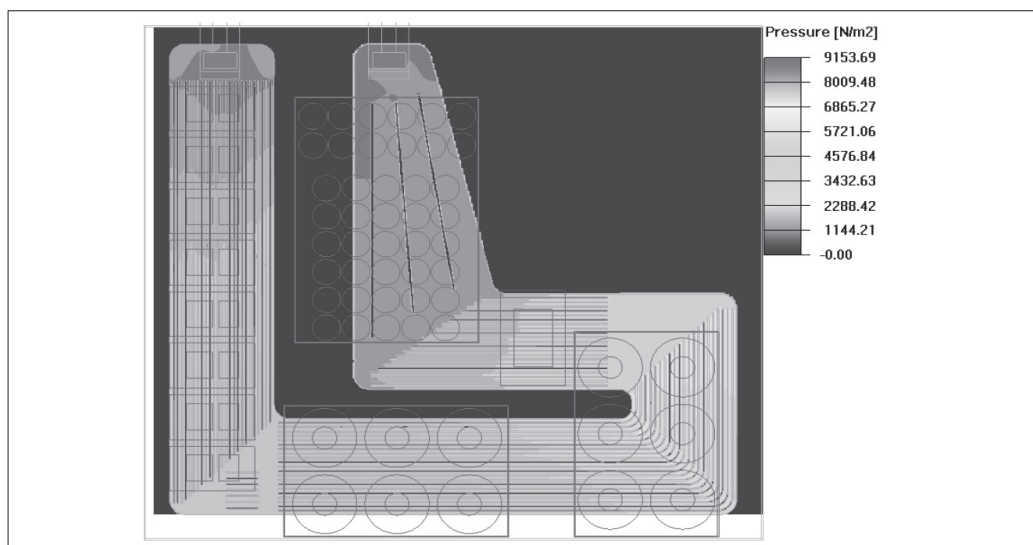


图 8 流道切面压力分布云图

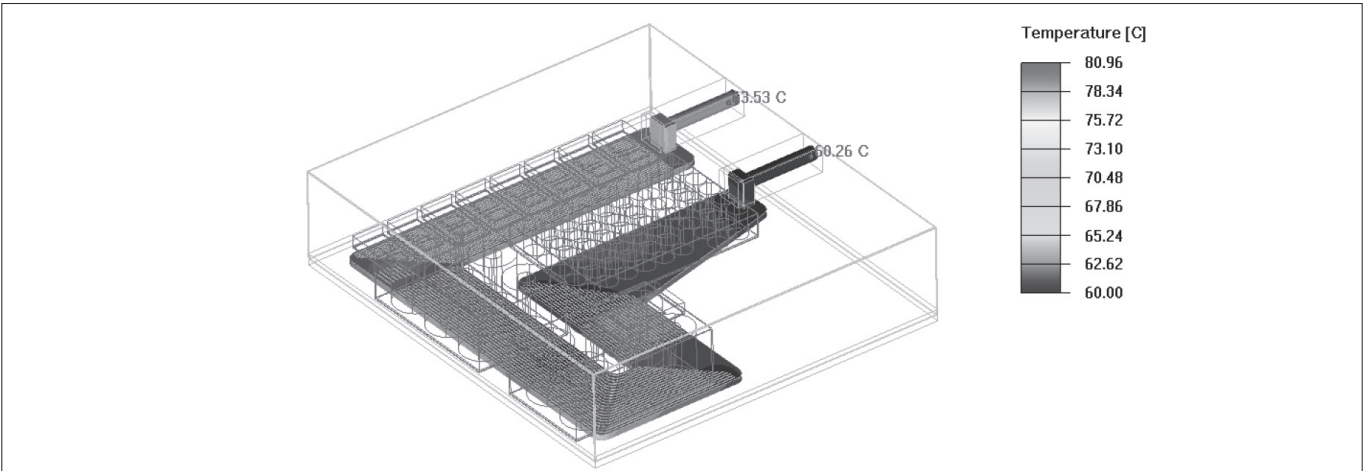


图 9 流体温度分布云图

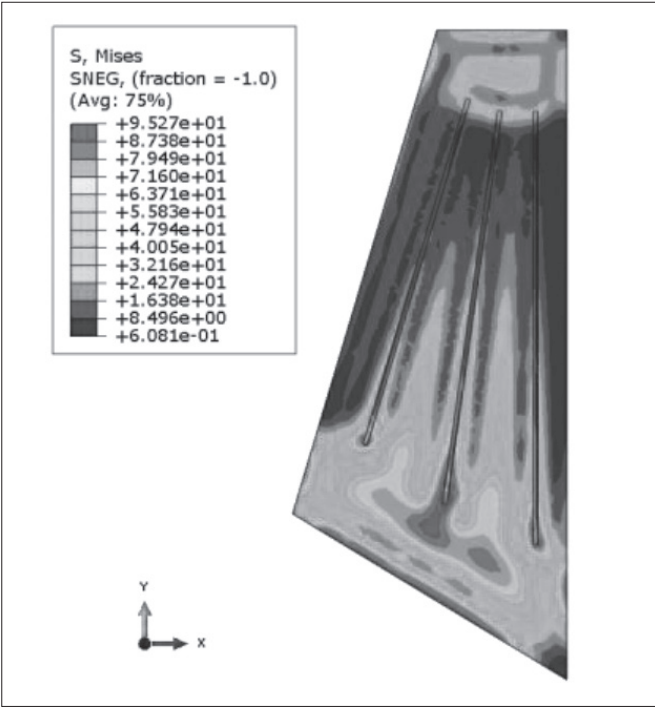


图 10 冷板加强筋强度仿真应力云图

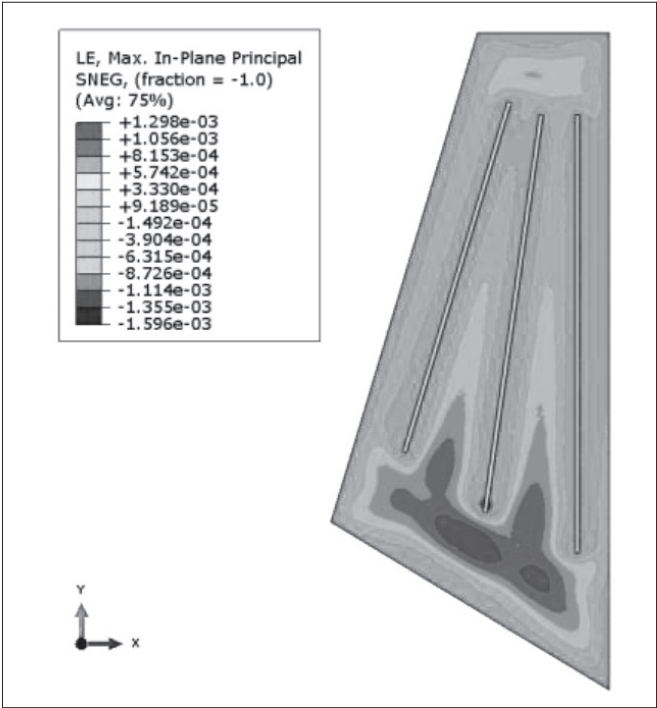


图 11 冷板加强筋强度仿真应变云图

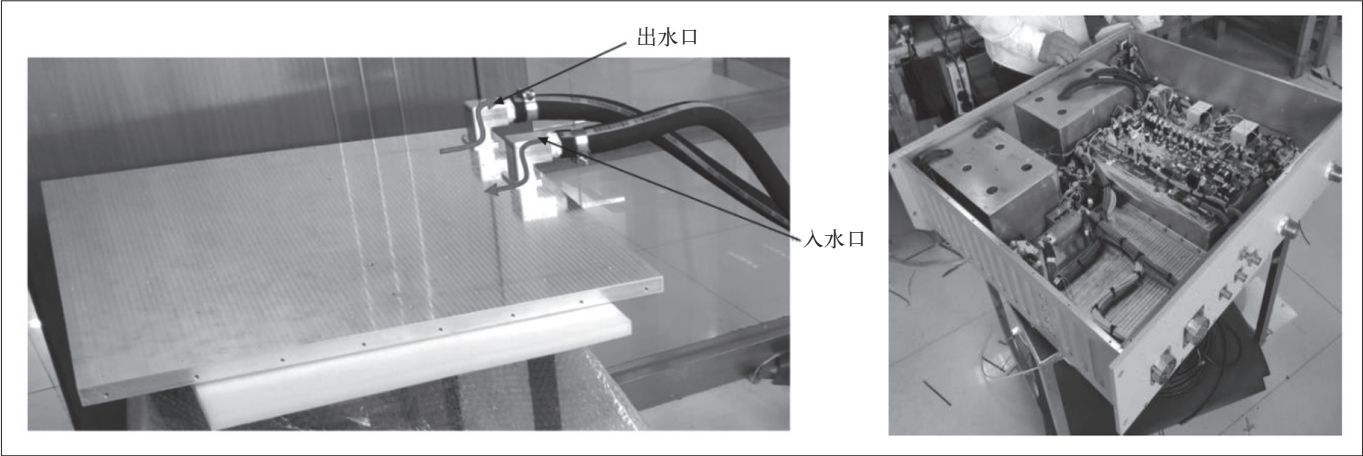


图 12 冷板及整机实物图

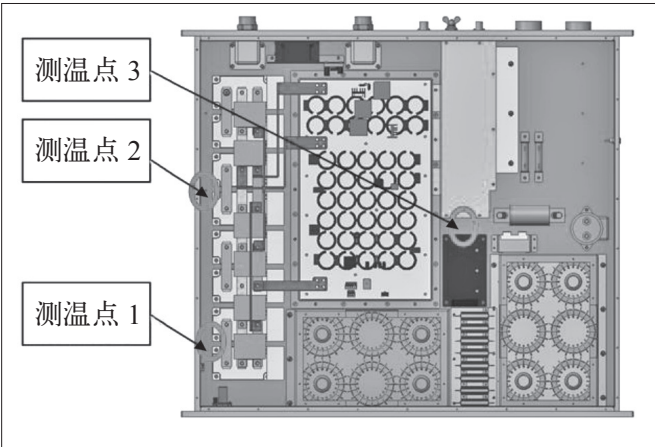


图 13 测温点示意图

充分减少扩散热阻，根据系统分配给冷板的流量为 25L/min，初步计算流速约为 0.7m/s。通过仿真得到了液冷板的温度分布、流道流速分布及进出口压降。经过实验测试对比仿真误差在 2℃ 以内，仿真和测试数据高度匹配。同时对冷板采用了静力学仿真分析，经过 1MPa 打压测试冷板无变形，设计合理满足要求。

表 3 热仿真及测试数据对比

被测对象	测试 /℃	仿真 /℃
入口水温	60	60
测试点 1	70.5	71.08
测试点 2	71.8	72.55
测试点 3	67.2	68.5

参考文献：

[1]F.P.Incropera. 传热和传质基本原理 [M]. 葛新石，叶宏，译．北京：化学工业出版社，2018:58-80.

[2] 李朴芳．基于 CFD 的液力变矩器叶栅设计及叶片参数敏感度分析 [J]．中国机械，2022 (29) :12-16.

[3]S.V.Patankar. 传热与流体流动的数值计算 [M]. 张政，译．北京：科学出版社，1984:12.

作者简介：朱晓亮（1988.02-），男，汉族，安徽合肥人，硕士研究生，工程师，研究方向：电源产品热设计。

