

电源散热设计相关知识 v1.0

一、热设计基础理论

1.1 核心理论与公式

热阻模型：开关电源热设计基于热阻（ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ）串联模型，总热阻路径为：

$$R_{j_a} = R_{j_c} + R_{c_s} + R_{s_a}$$

R_{j_a} : 结到环境总热阻（ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ）

R_{j_c} 结到壳热阻（ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ）

R_{c_s} 壳到散热器界面热阻（ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ）

R_{s_a} 散热器到环境热阻（ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ）

结温计算公式：

$T_j = P_d * R_{j_a} + T_a$, T_j 就是结温， T_a 是环境温度， P_d 是器件的发热量

设计准则：核心器件结温应低于额定值 **20%以上**，例如额定 150°C 的 MOSFET，设计目标应 $\leq 120^{\circ}\text{C}$

本文仅对发热量低于 500W （对应的电源功率小于 5KW ）的散热做研究说明，单体散热量大于 500W ，会使用热管散热方式和液态冷却系统，本文从略。

1.2 温升与寿命关系

行业经验法则：对于半导体、电解电容、电感和变压器，这些器件的内部温度每升高 **10 摄氏度**，他们的使用寿命就会**减半**。（注意，对于其他类型的电子器件，比如电阻、薄膜电容等，这个法则不成立）。

电解电容寿命公式：

$$L_T = L_{T_{\max}} * 2^{((T_{\max}-T)/10)}$$

其中 T 为电容温度（一般情况下表面温度于内部温度差别不大）

T_{\max} 为额定温度（通常为 105°C ）

$L_{T_{\max}}$ 为电解电容在额定温度下的额定寿命（查看手册）

二、散热方式选择与方案设计

2.1 无风扇条件下的自然对流辐射散热计算

原理：依靠冷热空气密度差产生空气自然气流来散热

适用：低功率密度低的电源充电器（通常标准是 $<0.5W/cm^3$ ），对于效率高且内部导热均匀的电源，可以放宽到 $<0.8W/cm^3$

设计要点及计算方法：

2.1.1 封闭实体的散热和表面温度（如电源适配器等）

1) 物理模型与假设

典型场景：塑料/金属外壳（如充电器、适配器）平放桌面

三个前提假设条件：

- 壳体表面温度均匀
- 环境温度恒定
- 桌面为绝热面（实际有微弱导热，保守计算可忽略）

2) 散热路径是上表面及四个侧面（桌面接触面忽略）自然对流+辐射

空气自然对流散热功率 P_{conv} 计算公式：

$$Q_{conv} = (h_{up} * A_{up} + h_{side} * A_{side}) * \Delta T$$

式中： h_{up} 和 h_{side} 分别是壳体顶面和侧面的对流散热系数，

A_{up} 和 A_{side} 分别是壳体顶面和侧面的面积

ΔT 是壳体表面温度和环境温度的差值（也就是壳体温升）

$h_{up} = Nu_{up} * k_{air} / L$, Nu_{up} 是上表面的努塞尔数关联式：

$$Nu_{up} = 0.54 * (Gr * Pr)^{1/4} \quad (10^5 < Gr * Pr < 2 * 10^7)$$

$$Gr = g * \beta * \Delta T * L^3 / \nu^2$$

g 是重力加速度，取值 9.8

β 系数，取值 $1 / (T_s / 2 + T_2 + 273)$

L 是特征尺寸，对于侧面就是高度值

ν 是空气粘度，25 度时取 $1.56 * 10^{-5}$

Pr 是普朗特数，空气 25°C 时 0.71

k_{air} 是空气导热系数，标准室温取值 $0.026W / (m * K)$

L 是特征尺寸，对于侧面就是高度值，单位是 m

$h_{side} = Nu_{side} * k_{air} / L$, Nu_{side} 是侧表面的努塞尔数关联式:

$$Nu_{side} = 0.59 * (Gr * Pr)^{1/4} \quad (10^4 < Gr * Pr < 10^9)$$

$$Gr = g * \beta * \Delta T * L^3 / \nu^2$$

与 h_{up} 类似, 但是 L 特征值算法不一样, 顶面的 L 是:

$$L = \text{面积} / \text{周长} = a * b / 2 * (a + b),$$

辐射散热功率 Q_{conv} 计算公式:

$$Q_{rad} = \epsilon * \sigma * (A_{up} + A_{side}) * (T_s^4 - T_a^4)$$

ϵ 表面发射率, 塑壳 0.9, 阳极氧化铝 0.85, 裸金属 0.3

σ 斯-玻常数, 取值 $5.67 * 10^{-8}$

T_s 是壳体表面温度, T_a 是环境温度, 单位绝对温度 K

工程简化 (T_s 在 $50 \sim 80^\circ \text{C}$ 范围, 误差 $< 5\%$)

$$Q_{rad} = \epsilon * 5.1 * A_{total} * \Delta T \quad (\text{单位是 W})$$

总散热量: $Q_{total} = Q_{conv} + Q_{rad}$

工程上, 为了快速评估, 也可以用**粗算经验公式** (误差 $\pm 15\%$):

$$Q_{total} = h_{eff} * A_{total} * \Delta T$$

h_{eff} 合成系数: 塑壳 8~10, 阳极氧化铝 10~12, 其他 6~8

2.1.2 计算实例: 某电源是黑色塑胶外壳, $114 * 69 * 29 \text{mm}$, 总发热 10W

先用粗算经验公式 $Q_{total} = h_{eff} * A_{total} * \Delta T$

$$h_{eff} = 10,$$

$$A_{up} = 0.114 * 0.069 = 0.007866,$$

$$A_{side} = 2 * (0.114 + 0.069) * 0.029 = 0.010614$$

$$A_{total} = 0.007866 + 0.010614 = 0.01848 \text{ m}^2$$

$$Q_{total} = 10$$

$$\Delta T = Q_{total} / (h_{eff} * A_{total}) = 10 / (10 * 0.01848) = 54$$

按照这个粗算公式, 电源外壳的温升有 54°C

再用理论公式计算 $Q_{total} = Q_{conv} + Q_{rad}$

$$Q_{conv} = (h_{up} * A_{up} + h_{side} * A_{side}) * \Delta T$$

$$Q_{\text{rad}} = \varepsilon * 5.1 * A_{\text{total}} * \Delta T$$

用试算法，假设 $\Delta T = 50^\circ \text{C}$ ，反算 Q_{total} 是多少

ε 取 0.9， A_{total} 已算得 0.01848

故此，辐射热量 $Q_{\text{rad}} = 0.9 * 5.1 * 0.01848 * 50 = 4.2\text{W}$

下面计算对流热量 Q_{conv}

$$h_{\text{up}} = \text{Nu}_{\text{up}} * k_{\text{air}} / L,$$

$$k_{\text{air}} = 0.026,$$

$$L = \text{面积} / \text{周长} = 0.007866 / 0.366 = 0.02149$$

$$\text{Nu}_{\text{up}} = 0.54 * (\text{Gr} * \text{Pr})^{1/4}$$

$$\text{Pr} = 0.7$$

$$\text{Gr} = g * \beta * \Delta T * L^3 / \nu^2$$

$$g = 9.8 = 10$$

$$\beta = 1 / (50 + 273) = 0.0031$$

$$\Delta T = 50$$

$$L^3 = 0.02149^3 = 1.0 * 10^{-5}$$

$$\nu^2 = 1.562 * 10^{-10}$$

$$\text{Gr} * \text{Pr} = 0.616 * 10^5$$

$$\text{Nu}_{\text{up}} = 0.54 * (0.616 * 10^5)^{1/4} = 8.5$$

$$h_{\text{up}} = 8.5 * 0.026 / 0.02149 = 10.2$$

$$h_{\text{side}} = \text{Nu}_{\text{side}} * k_{\text{air}} / L$$

$$\text{Nu}_{\text{side}} = 0.59 * (\text{Gr} * \text{Pr})^{1/4}$$

$$L = 0.029, \text{ 其余参数同 } h_{\text{up}}$$

$$\text{Gr} = g * \beta * \Delta T * L^3 / \nu^2$$

$$\text{Gr} * \text{Pr} = 1.23 * 10^5$$

$$\text{Nu}_{\text{side}} = 0.59 * (1.23 * 10^5)^{1/4} = 11$$

$$h_{\text{side}} = 11 * 0.026 / 0.029 = 9.9$$

$$Q_{\text{conv}} = (h_{\text{up}} * A_{\text{up}} + h_{\text{side}} * A_{\text{side}}) * \Delta T$$

$$= (10.2 * 0.0078 + 9.9 * 0.0106) * 50$$

$$= 9\text{W}$$

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{conv}} + Q_{\text{rad}} = 9 + 4.2 = 13.2\text{W}$$

结论：这个壳体理论上若温升 50° C，就可以散去 13W 的热量。

2.1.3 注意事项

需要注意的是，以上计算是基于底面不散热这个假设，实际上壳体底部接触桌面，也可以散掉一些热量。若在壳体底部加上 1~2 毫米的凸台支撑，则可以在形成底部空气微循环对流，在壳体温升不变的情况下，底部 1~2 毫米的空气层会帮助电源把散热量提升 10~15%。

注意，上面的计算的另一个重要假设是壳体表面温度均匀，因此在设计上要采取措施，尽量让壳体内部表面温度均衡，比如说用热阻小的导热胶灌封、用导热好的铜或铝紧贴壳体内壁等措施。

对于快速粗略评估，可以用经验公式 $Q_{total} = h_{eff} * A_{total} * \Delta T$ ，对于需要比较精确的计算，就要用较为复杂的公式 $Q_{total} = Q_{conv} + Q_{rad}$ 。

很重要的一条：上面的理论计算公式也是来源于工程实践的大数据拟合，它的结果和真实测量会有一些偏差的，它可以作为设计阶段的理论参考。具体工程应用时，要用实验数据详细验证，必要时可以对上面的经验公式的一些系数进行修正补充和完善。

2.2 有风扇强制风对流的散热计算

这里假设长方体的电源模型，四面密封，一侧进风另一侧出风的模型
风扇选型公式：

$$V_{required} = Pd / (\rho * c_p * \Delta T)$$

其中 ρ 为空气密度 (1.18kg/m³)， c_p 为比热容 (1005J/kg·K)， ΔT 是温升 (进来的冷风与出去的热风温差)，一般取 15-15°C

$V_{required}$ 是风扇的风速流量需要值

举例说明：电源壳体 265*134*60mm，内部总发热 100W，风扇如何选？

1) 先计算这个壳体的外表自然对流与辐射散热

因为这里主要是风冷散热，壳体表面的自然散热是辅助，用简单的经验公式评估即可：

$$Q_{total} = h_{eff} * A_{total} * \Delta T_s$$

$$h_{eff} = 10$$

$$A_{total} = 0.265*0.134 + 2*0.06*(265+134)=0.083$$

ΔT_s 是壳体表面与环境温差，我们暂定为 25° C

$$Q_{total} = 10*30*0.083 = 21W$$

这个散热量只有目标散热量的 1/5。

2) 风冷散热

$$V_{\text{required}} = P_d / (\rho * c_p * \Delta T)$$

$$P_d = 100 - 21 = 79 \text{ W}$$

$$\rho = 1.18$$

$$c_p = 1005$$

$$\Delta T = 15$$

$$V_{\text{required}} = 79 / (1.18 * 1005 * 15) = 0.00441 \text{ m}^3/\text{s} = 9.4 \text{ CFM}$$

电子风扇常用的是 CFM 单位（每分钟多少立方英尺），她和标准单位的换算关系是 $1 \text{ CFM} = 0.000472 \text{ m}^3/\text{s}$ ，或 $1 \text{ m}^3/\text{s} = 2118 \text{ CFM}$

一般情况下，电子风扇标称的排风量是“自由空气流量”，实际装进电源后因受风阻影响，真实测量的排风量会只有标称值的 0.4~0.7。对于风阻未知的情况下，我们把衰减取 0.5 即可，因此，此案例的风扇选取应该取 18CFM 的风扇就可以满足设计要求。

结论：对于这个电源外壳案例，需要配置排风量大于 18CFM 的风扇就可以初步满足温升设计要求。具体结构需要实验验证。

验证：对于 G1200 电源，输出 1200W，发热 100W，风扇是 4028，转速 16000，风量 22CFM。这个实例用了两只 4028，理论风量有 44CFM，已经大大高于 18CFM 的需求，按说用一个风扇就够了，需要查看以下为何会这样设计。

使用风扇散热时的风道设计要点

风道设计是决定散热成败的“最后一公里”，优秀的设计能让风效率提升 50%，噪音降低 10dB；糟糕的设计即使风扇选对了也会形成“热岛”。

核心原则总览：

风道设计本质：在有限空间内，用最小的压力损失，引导冷空气 100% 流经热源，并将热空气快速排出。

三大红线：

进风口面积 \geq 出风口面积 $\times 1.2$ （防负压吸烟尘）

风道阻力 $<$ 风扇最大静压 $\times 60\%$ （防失速）

气流死角面积 $< 5\%$ 总容积（防局部过热）

气流组织四法则

法则 1: 优先下进上出, 其次对侧进出。

原理: 热空气密度小 ($\sim 1.1\text{kg/m}^3$) 自然上浮, 冷空气密度大 ($\sim 1.2\text{kg/m}^3$) 自然下沉。下进上出可叠加自然对流, 提升总风量 10-15%。

进风口位置: 壳体底部或下部侧面, 距离桌面 $\geq 10\text{mm}$

出风口位置: 壳体顶部或上部侧面, 与进风口对角线布置

禁忌: 进出风口在同一侧面或相邻面, 短路率 $> 50\%$

法则 2: 风道截面积恒定或渐扩, 尽量防止截面积突变

依据伯努利方程, 截面积突变导致静压损失, 风量衰减显著。

法则 3: 热源必在风道内, 且对齐气流方向

发热器件尽量与风道平行, 避免垂直安装, 热源大的器件尽量布置在进气口附近。

法则 4: 消除气流死区

加导流板: 在拐角处加 45° 斜面, 减少涡流

齿片对齐: 散热片齿片正对出风口, 偏差 $< 5^\circ$

填充空腔: 风道内空隙用泡沫或隔板封堵, 防止气流"走捷径"

几个细节需要注意:

1) 通风孔开孔率与形状:

开孔率 (通风面积/壳体表面积) 推荐值是 20-30%, 若 $< 15\%$ 会造成风阻大, 风量不足。若开孔率 $> 40\%$ EMI, 壳体强度降低, 而且还会大大降低 EMI 金属屏蔽功能。

另外, 即使对于相同的开孔率, 风孔的形状不同, 风阻也不同:

孔形状对比如下 (相同开孔率), 首选蜂窝六边孔:

形状	风阻	EMI 屏蔽	灰尘堵塞	推荐度
圆孔 ($\Phi 3\text{mm}$)	中	好	易	★★★★★
六边形蜂窝	低	极好	中	★★★★☆
百叶窗	极低	差	极难	★★★☆☆
长条缝	低	差	中	★★☆☆☆

若选圆孔阵列，孔径 3-5mm，孔间距 8-10mm，板厚 0.8-1mm

2) 吹风还是抽风（只说结论，工程分析省略）

小功率/长寿命/低成本 → 吹风式（散热量 30W 以内）

中功率/高效率/易维护 → 抽风式（散热量 30~150W）

大功率/高可靠/高密度 → 推拉式（散热量 150W 以上）

3) 风扇安装位置：风扇应该距散热片或发热板 5-10mm，过远会导致气流扩散，低于 5 毫米会增加 5db 左右的局部湍流噪声。

4) 尽量减小风阻，减小风道压力损失。当风道压力损失超过风扇风压的 60%时，风扇进入非线性区，风量暴跌。

工程计算式非常复杂，一般可以用实际风压测量来调整设计，工程上用微压计测风扇前后压差，应当保障小于额定静压 70%。

下面也给出简单的理论计算，可以参考：

总压力损失： $\Delta P_{total} = \Delta P_{friction} + \Delta P_{local}$

$\Delta P_{friction}$ 沿程阻力（达西-魏斯巴赫公式）：

$$\Delta P_{friction} = 0.5 * f * L * \rho * v^2 / D_h$$

f 是摩擦系数（取值 $64/Re$, Re 是雷诺系数）

L 是风道特征长度（m）

ρ 是空气密度， 1.2Kg/m^3

D_h 是水力直径， $D_h=4A/P$ （A 截面积 P 周长）

v 是风速（m/s）

ΔP_{local} 是局部阻力：

$$\Delta p_{local} = 0.5 * K * \rho * v^2$$

K 系数，90° 弯头是 1.1~1.5

45° 弯角是 0.3~0.4

突然扩张是 $(1-A_1/A_2)^2$

突然收缩是 $0.5*(1-A_2/A_1)$

5) 高原地区例如 2000m 海拔，空气密度降低 18%，同一风扇风量不变，但散热能力降低 18%。

2.3 散热片及相关散热计算

3.3.1 散热片的基本介绍

1) 结构类型：

针状散热片：各向同性，适合不规则空间

片状散热片：方向性强，需与气流方向一致

槽状散热片：增大表面积 30%，适合风道设计

2) 材料选择:

铝（6063）：导热系数 205W/(m·K)，成本优

铜：导热系数 401W/(m·K)，重量大，成本高

3) 导热辅料:

材料类型	导热系数	厚度	热阻	适用场景
导热硅脂	5-10 W/(m·K)	5-20 μ m	0.05-0.2 $^{\circ}$ C/W	壳体-金属紧密接触
导热垫	2-5 W/(m·K)	0.5-1mm	0.2-0.5 $^{\circ}$ C/W	填补 0.1-0.5mm 间隙
相变材料	3-8 W/(m·K)	0.05-0.2mm	0.1-0.3 $^{\circ}$ C/W	高温下软化填充
绝缘矽胶片	1-3 W/(m·K)	0.15-0.3mm	0.5-1 $^{\circ}$ C/W	电气绝缘场合
云母片	0.7 W/(m·K)	0.1mm	1-2 $^{\circ}$ C/W	高压绝缘

4) 齿片设计:

厚度：0.5-1.5mm（铝），太薄强度不足，太厚增加重量

间距：自然对流 \geq 6mm，强制风冷 3-5mm

高度：高度增加 1 倍，但热阻仅降低约 30%（边际效应）

数量：齿片数过多会阻碍气流，需配合 CFD 仿真优化

5) 基板厚度:

压铸铝： \geq 3mm（保证强度）

挤压铝： \geq 2mm

铲齿工艺：1-1.5mm（齿片与基板一体成型）

6) 表面处理:

阳极氧化：黑化后辐射率 ϵ 从 0.05 提升至 0.85

3.3.2 散热器仅依靠自然对流时的散热功率和温度计算

在没有风扇的情况下，散热器的散热功率计算示例如下：

某 MOSFET 总发热量 $P_d = 7.6W$ ，查手册结-壳热阻 $R_{j,c} = 0.45^{\circ}C/W$ ，

壳体到散热器涂导热硅脂，按 20 微米厚度， $R_{c,s} = 0.2^{\circ}C/W$ 。

最高结温按 $T_{max} = 125^{\circ}C$ ，最高环境温度 $T_a = 60^{\circ}C$ （按照工业环境），

有了上述前提，散热器到环境空气的热阻 R_{s_a} 就可以计算如下

$$\begin{aligned} R_{s_a} &= (T_{\max} - T_a) / P_d - R_{j_c} - R_{c_s} \\ &= (125 - 60) / 7.6 - 0.45 - 0.2 \\ &= 7.2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

简单办法是查散热器手册，选择热阻等于或略小于 $7.2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 的散热片。也可以使用前面 3.1 章节计算公式 ($Q_{\text{total}} = h_{\text{eff}} * A_{\text{total}} * \Delta T$) 来粗略计算自然对流散热器的散热功率，

例如，一个铝型材散热器截面如右下：

长宽高分别是 $90 * 30 * 40 \text{ mm}$ ，

在 PCB 板上垂直安装，

它有 10 个齿，每个齿 2 个面，

总表面积 $A_{\text{total}} = 20 * 24 * 40 + 2 * 90 * 40 = 26400 \text{ mm}^2 = 0.026 \text{ m}^2$

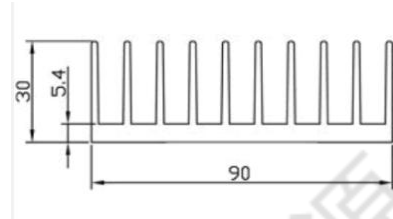
粗算散热功率 $Q_{\text{total}} = h_{\text{eff}} * A_{\text{total}} * \Delta T$ ，

Q_{total} 取 1.0，算得的 ΔT 就是热阻，

$$R_{s_a} = \Delta T = 1 / (8 * 0.026) = 4.8 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

解读：这个散热器的热阻是 $4.8 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ ，给它传导 10W 的热量，它的表面温度会上升 $48 \text{ } ^\circ\text{C}$

注意：在没有风扇的场景下，仅依靠自然对流换热，散热器的翅片要大于等于 6 mm ，太小了冷空气会很难进入翅片之间换热。若有风扇强迫风冷，翅片间距也要大于 3 mm 以上。



2.3.2 散热器仅依靠自然对流时的散热功率和温度计算

强迫风冷下，空气换热是由风扇风速 u 直接决定，辐射份额小于 5% 可以忽略不计。

$$R_{s_a} = R_{\text{conv}} = 1 / (h * \eta * A)$$

$$h = 12 * u^b / L^{0.25}$$

u 是风速，单位 m/s ，

b 是风速指数系数， 2 m/s 以下取 0.5，

$2 \sim 5 \text{ m/s}$ 取 $0.6 \sim 0.7$

5 m/s 以上取 0.8

L 是翅片在风道的长度

η 是翅片修正系数，一般取 $0.6 \sim 0.8$

A 是暴露在流动空气中的翅片总面积

还以上面的散热器为例，注意风道流向是顺着翅曹方向，若风速是

$$u=4.0\text{m/s}, A=20*24*40 = 19200 \text{ mm}^2 = 0.0192 \text{ m}^2, L=0.04\text{m}$$

$$h= 12*u^b / L^{0.25} = 12*4^{0.65} / 0.04^{0.25} = 12*2.46 / 0.44 = 67$$

$$Rs_a = 1/(h* \eta *A) = 1/(67*0.7*0.019) = 1.12 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

解读：这个散热器在 4m/s 风速下，50W 的发热它的温升是 55°C

注意：一般我们选风扇是按风量（单位 CFM）来衡量的，风量与风速

的计算关系是： $V = u*A$, V 是风量，u 是风速，A 是风道截面积。

这个例子中，风道截面积至少要大于 $90*30\text{mm}^2 = 0.0027\text{m}^2$

风扇风量 $V = 4*0.0027 = 0.0108 \text{ m}^3/\text{s} = 22 \text{ CFM}$ 。

2.3.3 散热风扇的参数选择

电子散热风扇的选型核心在于理解 风量、静压、噪音 三大参数的真实物理意义，以及它们与系统阻抗的匹配关系。单看任一参数都可能掉入“纸上性能”陷阱。风扇的核心三参数：风量、静压、噪音，还有其他一些细节，下面详细叙述：

1. 风量（Airflow, CFM / m^3/h ）——“搬运空气的容量”

定义：单位时间推动的空气体积。CFM（立方英尺/分钟）

是美标， $1\text{CFM}=0.000472 \text{ m}^3/\text{s}$ ，或 $1 \text{ m}^3/\text{s}=2118 \text{ CFM}$

测试条件：在 自由空气（无阻力）下测得的最大值，实际安装后必然衰减。

适用场景：开阔风道、机箱整体换气、低阻力环境。若用于密集鳍片散热器，标称 CFM 的参考价值大幅降。

关键认知：风量不是越大越好，必须结合静压看有效风量。

2. 静压（单位 Pa 或 mmH_2O ）——“穿透阻力的冲劲”

定义：风扇克服系统阻力（鳍片、滤网、风道弯折）时能产生的压力差。 $1 \text{ mmH}_2\text{O} \approx 9.81 \text{ Pa}$ 。

适用场景：散热片、防尘网、密闭腔体等高阻力环境。高静压风扇能把空气“挤”过狭窄缝隙。与风量的关系：两者呈反比。PQ 曲线显示，静压越高，实际风量越小；静压为零时，风量达到最大值（自由空气风量）。

工 程经验：服务器散热器建议静压 $\geq 3 \text{ mmH}_2\text{O}$ ，工业变频器需 $\geq 5 \text{ mmH}_2\text{O}$ 。

3. 噪音（Noise Level, dBA）——“主观听感的舒适度”

定义：A 计权声压级，模拟人耳对不同频率的敏感度。dBA 每 +3 \approx 声功率 $\times 2$ ；+10 \approx 体感响度翻倍。

测量条件：必须在 1 米距离、半消音室、标称转速 下测量，否则数值无意义。

频谱陷阱：两台同为 30 dBA 的风扇，低频“嗡嗡声”比高频“啾啾声”更恼人。需关注频谱分布。

噪声来源：轴承摩擦、叶片湍流、马达电磁噪声等。滚珠轴承噪音高于液态轴承，但寿命更长。

注意，风扇装入设备后，风阻产生的噪声很可能会大大超过风扇自身的噪声。

4. PQ 曲线（性能曲线）——选型的“决策地图”

本质：横轴风量 Q、纵轴静压 P 的实测曲线，反映风扇在真实阻力下的表现。

工作点：风扇 PQ 曲线与系统阻抗曲线的交点，才是实际运行工况。系统阻抗曲线是二次抛物线，阻力 \propto 风量²。

选型策略：优先选择 PQ 曲线中段偏右区域，效率最高。

曲线越“方”（高压区不迅速塌陷），抗积尘能力越强

5. 轴承类型——寿命与噪音的权衡

轴承类型	寿命 (h)	噪音	姿态敏感	成本	适用场景
含油轴承	20k-30k	低	敏感	低	水平安装、轻载、低成本
滚珠轴承	50k-80k	中等	不敏感	中等	高转速、工业设备
FDB/磁悬浮	80k+	极低	不敏感	高	静音 PC、医疗设备

注意：含油轴承竖装或倒装会加速润滑油流失，寿命减半

6. 寿命指标 (L10/MTBF) ——温度是隐形杀手

L10: 10%风扇失效的时间点，通常@25°C 或 40°C。

经验法则：环境温度每升高 10°C，寿命下降约 30 - 50%。

50°C 工况下的 L10 寿命仅为 25°C 的 1/3。

闭环反馈：带 Tach 信号的风扇可实现转速监控与故障报警。

7. 输入功耗与效率：每瓦风量（CFM/W）：衡量能效的核心指标。
高 CFM 但功耗巨大的风扇不划算。风扇本身消耗的电功率会转化为热，在密闭空间内可能反噬散热效果。

8 选型四步法（系统视角）

Step A | 判断系统阻力等级

低阻：大面积开孔、短直风道 → 优先高风量型（如机箱排风）

中阻：常规散热器、细密鳍片 → 均衡型

高阻：防尘滤网、HEPA、蛇形风道 → 必须高静压型（如服务器 CPU 散热器）

Step B | 锁定尺寸与转速

口径优先：同转速下，120mm 风扇比 80mm 风扇噪音低 3 - 5 dBA，风量高 40% 以上。能用大不用小。

Step C | 比对 PQ 曲线与系统阻抗

无系统曲线？用开孔率、滤网等级、风道长度估算阻力，选择在中高压区仍能保持可用风量的型号。

实测法：用双箱法或风洞测出系统阻抗，与 PQ 曲线相交得实际风量。

Step D | 验证噪音与能效

检查目标工况下的 dBA 与 CFM/W。必要时选 PWM 调速风扇，兼顾满载与待机。

9. 实战对比与误区

案例：带中密度滤网的紧凑鳍片散热器（中阻系统）

风扇 A（高风量/低静压）：标称 80 CFM / 1.2 mmH₂O，实际运行点跌至 40 CFM，噪音 32 dBA

风扇 B（均衡/高静压）：标称 70 CFM / 2.8 mmH₂O，同系统下达 55 CFM，噪音 33 dBA

结论：B 更优。标称风量略低，但到手风量更大，且积尘后性能衰退更慢。

✘ 只看 CFM：遇阻力时表现可能极差。

✘ dB 小=安静：忽略频谱，低频嗡嗡声更恼人。

✘ 转速越高越好：噪音与寿命代价巨大。

2.4 PCB 级热设计

布局原则：

1. **热源集中：**功率器件集中布局，利于统一散热
2. **远离敏感电路：**MOSFET 与电解电容间距 $\geq 10\text{mm}$ ，防止热辐射影响寿命
3. **间距要求：**功率器件间距 $\geq 3\text{mm}$ ，避免热量叠加
4. **边缘放置：**功率电阻优先放在 PCB 边缘，靠近通风孔

铜箔设计：

- **厚度：** $\geq 2\text{oz}$ ($70\mu\text{m}$)，1oz 铜厚每 mm 宽载流 1A，2oz 可达 1.5-2A/mm
- **焊盘面积：** \geq 器件封装面积的 3 倍，TO-220 封装需 $\geq 15\text{mm}\times 10\text{mm}$
- **散热铜箔：**延伸面积 $\geq 20\text{cm}^2$ ，用于 TO-220 封装 MOSFET
- **避免窄颈：**线宽突变会增加 30-50%局部温升

过孔散热设计：

- **孔径：**0.3-0.5mm（机械钻孔极限）
- **数量：**SO-8 封装 MOSFET ≥ 4 个，TO-220 封装 ≥ 6 个
- **分布：**梅花形排列，间距 $\leq 2\text{mm}$
- **孔壁铜厚：** $\geq 25\mu\text{m}$ （电镀工艺）
- **热阻：**优化后可降至 $0.5^\circ\text{C}/\text{W}$ 以下

相关计算：若要进行理论计算，可以把 PCB 铜箔作为散热器，算出其面积，用 3.1 节的粗算公式 $Q_{\text{total}} = h_{\text{eff}} * A_{\text{total}} * \Delta T$ 来计算。