

环境适应型设计与分析

大型电子设备机架气流分解方法研究

翁夏

(西南电子技术研究所, 成都 610036)

摘要: **目的** 研究分析一种分解大型电子设备机架风冷气流条件的方法。**方法** 以温差和 Nu 数作为描述传热效果的参数, 使用相似对流的方法, 使分解夹具中模块两侧的气流传热效果等效于大型机架中模块两侧的气流传热效果。**结果** 气流在分解后, 其在分解夹具中的冷却效果等效于分解前其在大型机架中的冷却效果。**结论** 该分解方法能够有效地进行风冷气流条件分解, 可以应用于实际工程。

关键词: 大型机架; 风冷气流; 分解方法; 相似对流

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2019.11.014

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2019)11-0074-05

Decomposition Method for Airflow in Large Electronic Equipment Racks

WENG Xia

(Southwest Institute of Electronic Technology, Chengdu 610036, China)

ABSTRACT: **Objective** To research the airflow decomposition method for large electronic racks. **Methods** With temperature difference and Nu as parameters for describing heat transfer performance, and based on the similar convection method, heat transfer performance in the decomposed fixture was made equivalent to the performance in the large rack before decomposition. **Results** After the airflow was decomposed, its cooling performance in the decomposed fixture was equivalent to the performance in the large rack. **Conclusion** The cooling airflow can be effectively decomposed by the method which can be applied to practical engineering.

KEY WORDS: large racks; cooling airflow; decomposition method; similar convection

近年来, 综合化电子设备机架的规模越来越大, 且其中的热耗也存在不断上升的趋势。由于平台的限制和可靠性的要求, 这一类的机架越来越多地采用穿通强迫风冷的散热方式: 即使用自带风机, 将强迫风引至机架内部的模块表面, 对各模块进行冷却。由于机架设备总体的供给风与各模块接受到的冷却风之间存在强耦合的关系, 因此设备总体难以将分解后的供风边界条件提供给模块研发团队, 从而导致在研发过程中, 模块热设计存在多轮迭代的现象。文中将对设备供给风和模块接受风之间的关联进行解耦分析, 并通过研究得到一种工程化的气流分解方法。

对于大型机架简化分析的问题, Jeffrey Rambo 等^[1]从数值分析的角度, 给出了机架级的紧凑模型可有效描述全尺寸跨尺度数据中心的结论。针对狭窄通道的换热问题, 已有部分学者对此进行了相关研究。王增辉等^[2]拟合得到了过热气在环形狭缝中的换热公式。Liu Jiazeng 等^[3]在方形通道内对蒸汽的传热进行了研究, 得到了半经验关联式。Tae Seon Park^[4]采用了数值模拟的方式, 研究了不同板间距对倾斜状态平板换热的影响。另外, Shricant D (Londhe)等^[5]和 Turkoglu H 等^[6]分别针对分布热源的竖直通道展开了研究, 阐述了热辐射对混合对流的影响, 得到了换热

收稿日期: 2019-03-20; 修订日期: 2019-04-04

基金项目: 国防科工局基金项目 (TDZX-17-048-2)

作者简介: 翁夏 (1987—), 男, 硕士, 工程师, 主要从事电子设备热设计研究工作。

效果与 Re 数、 Gr 数的关联趋势。Omer F Can^[7]使用数值模拟的方式,给出了流体流经通道非圆形障碍物的关联式。Eric Salcedo 等^[8]使用二维数值模拟的方式,研究了多种物理参数的变化对混合对流传热的影响。

1 分解方法与原理

由于在大型电子设备机架中,不利于直接进行模块级的测试和试验(尤其是研发初期的测试),因此应设计一种小型测试夹具,并使得被测模块在该夹具中受到与放置在大型机架中相同的冷却效果,如图 1 所示。

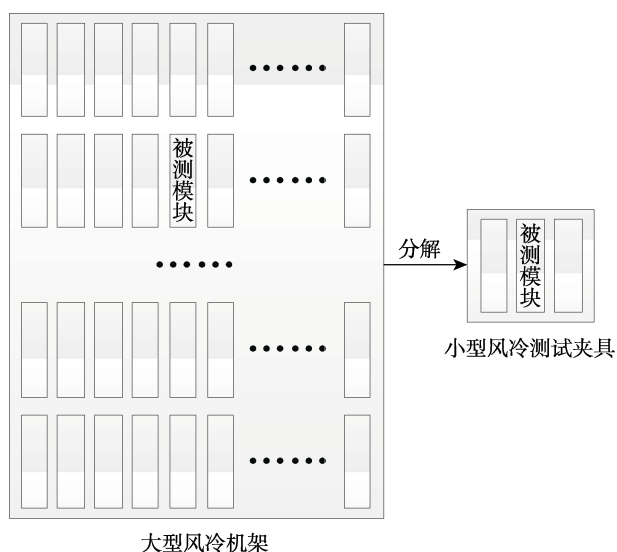


图 1 分解示意

根据相似原理,凡是彼此相似的现象,都有一个十分重要的特性,即描写该现象的同名特征数(即准则数)对应相等^[9]。根据牛顿冷却公式,对流换热的热流密度可表达为:

$$q = h\Delta t \quad (1)$$

式中: h 为对流换热系数; Δt 为传热温差。

Nu 数(努赛尔数)的定义为:

$$Nu = hl / \lambda \quad (2)$$

式中: l 为特征长度; λ 为流体导热系数。因此,相似对流传热现象的 Nu 数应相等。

在大型电子设备机架和小型风冷测试夹具中,冷却空气流动的路径可近似为狭缝中的强迫对流。Novikov P A 等^[10]提出了狭缝中湍流条件下的换热关联式,当 $Re > 5\,600$ 时,有:

$$Nu = 0.013Re^{0.86}K_l \quad (3)$$

式中: Re 为雷诺数; K_l 为入口段修正系数,其数值根据表 1 进行确定(当 Re 在 $5\,600 \sim 32\,000$ 之间时)。

由此,只要保证分解夹具中被测模块两侧冷却

风的 Nu 数与大型机架中相等,则两者具有相同的传热特性。由于 K_l 是常数,因此为了保证相同的 Nu 数,必须保证 Re 数相等。因此,需要保证狭缝中的空气流速和狭缝特征长度相等。由于气流狭缝是由被测模块与其附近模块的间隙共同形成的,在间隙宽度相等的情况下,只要保证分解夹具和大型机架模块间的空气流速相等(在截面积固定的前提下,即保证间隙中的流量相等),即可保证两者的换热效果相当。

表 1 K_l 与狭缝尺寸的关联

l/h	20	40	60	80	100
K_l	1.21	1.08	1.03	1.01	1.00

注: l 为狭缝长度, h 为狭缝间隙

大型风冷机架在设计上往往采取静压腔的方式进行流量分配,各流道的流量较为一致。因此,设大型机架具有 n_1 条风道,分解夹具具有 n_2 条风道,则分解夹具需求的风量为:

$$\dot{V}_2 = \frac{n_2}{n_1} \dot{V}_1 \quad (4)$$

式中: $\dot{V}_1$ 为大型机架的实际工作风量。

对大型机架进行实测,获取 $\dot{V}_1$ 的值,而后计算出 $\dot{V}_2$ 。通过仿真计算对分解夹具进行优化设计,最终得到分解夹具的设计方案。

2 流量计算

为了获取 $\dot{V}_1$ 的值,需要设计流量测试接口以安装流量计。然而,测试接口本身具有流阻,需要根据测试数据,推算出真实工作流量。

2.1 测试接口设计

以某大型综合机架作为研究对象,为了对比各种测试接口的异同,分别设计了常规、渐扩和渐缩三种结构的接口,如图 2 所示。接口的一段与大型机架的出风口连接,另一端与流量计连接。

2.2 测试接口流动仿真

使用 FloTHERM 软件,采用有限体积法(FVM)对包含模块、风机组和测试接头的大型机架进行流动仿真。在有限体积法中,将计算的区域划分成一系列控制容积,每个控制容积都有一个节点作代表。通过将守恒型的控制方程对控制容积做积分来导出离散方程^[11]。有限体积法主要通过三大守恒定律来计算网格中的各物理量。

1) 质量守恒方程(连续性方程):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (5)$$

2) 动量守恒方程(Navier-Stokes 方程):

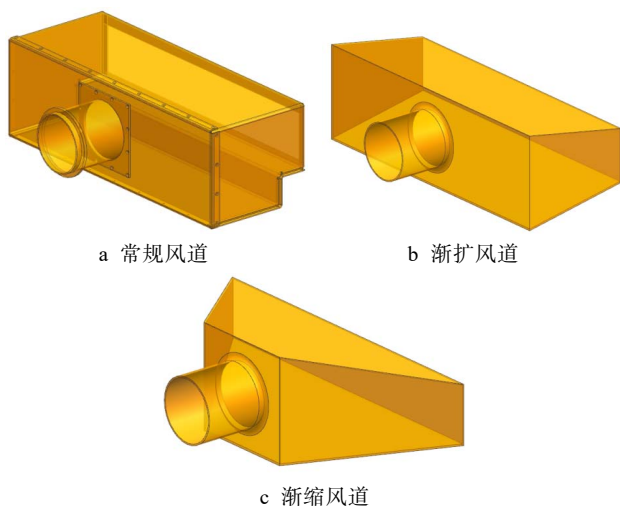


图2 测试接口

 u -动量方程

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{\lambda} \text{div} \mathbf{U} + 2\eta \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho F_x \quad (6)$$

 v -动量方程

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{\lambda} \text{div} \mathbf{U} + 2\eta \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho F_y \quad (7)$$

 w -动量方程

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{\lambda} \text{div} \mathbf{U} + 2\eta \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \rho F_z \quad (8)$$

3) 能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} T) = \text{div} \left(\frac{\lambda}{C_p} \mathbf{grad} T \right) + S_T \quad (9)$$

本仿真采用 Automatic Algebraic 湍流模型进行计算。该模型属零方程 Reynolds 涡粘模型。Automatic Algebraic 湍流模型由 FloTHERM 软件自动计算湍动黏度。软件会计算每一个网格内的特征长度, 湍动黏度取决于网格内的特征长度和速度^[12]。

该机架共含有 17 条流道, 采用了 6 台 J70FZW522-

40G 型风机进行散热。仿真 CFD 模型如图 3 所示, 单台风机曲线如图 4 所示。

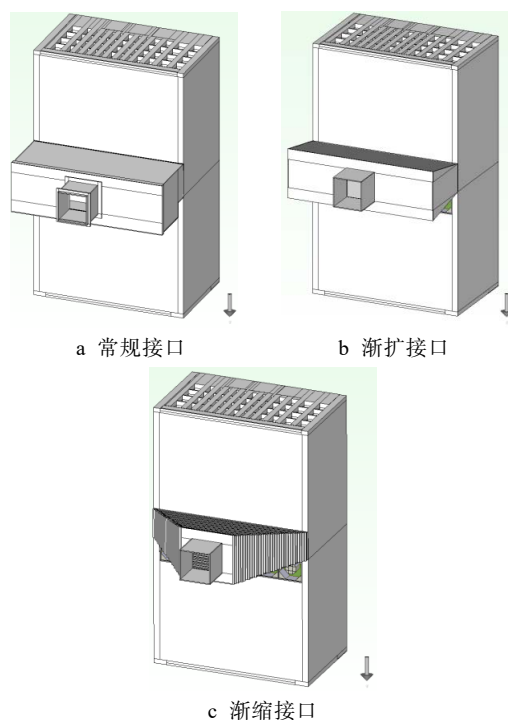
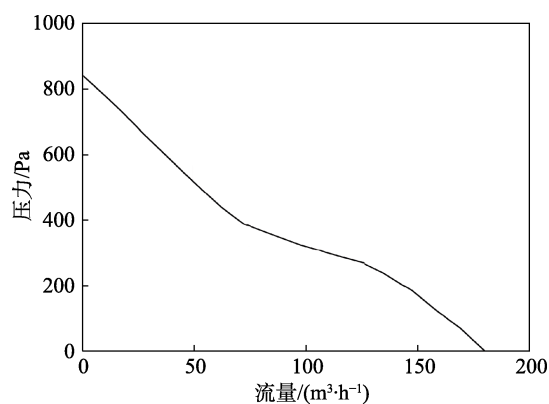


图3 仿真 CFD 模型

图4 J70FZW522-40G 型风机 P - Q 曲线

流量仿真结果见表 2。安装常规测试接口时, 总流量为 $394 \text{ m}^3/\text{h}$; 安装渐扩测试接口之后, 总流量为 $408 \text{ m}^3/\text{s}$; 安装渐缩测试接口之后, 总流量为 $396 \text{ m}^3/\text{s}$ 。根据仿真结果, 采用流量衰减相对较小的渐扩测试接口进行测试。

2.3 实际流量推算

按照局部压力损失公式^[13], 该测试接头的局部流阻为:

$$\Delta p_c = \sum \zeta \frac{v^2 \rho}{2} \quad (10)$$

式中: v 是进口截面平均流速; $\sum \zeta$ 为局部阻力损失系数; ρ 为空气密度。将锥形扩口流出和截面突

然收窄的两处局部流阻相加可得总局部流阻。锥形扩口处局部流阻为（扩口角 $\alpha=21^\circ$ ，扩口截面直径比 $d_0/d_1=1.76$ ， $\zeta=0.185$ ）：

表 2 风机工作流量		
常规测试接口		
	体积流量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	静压/Pa
风机 1	65.5668	427.05
风机 2	66.3696	422.85
风机 3	65.7468	426.06
风机 4	66.1212	424.19
风机 5	64.8	431.14
风机 6	65.4336	427.82
汇总	394.038	/
渐扩测试接口		
	体积流量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	静压/Pa
风机 1	67.7016	415.85
风机 2	68.8176	409.98
风机 3	68.1696	413.38
风机 4	68.4972	411.66
风机 5	67.1724	418.62
风机 6	67.5684	416.55
汇总	407.9268	/
渐缩测试接口		
	体积流量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	静压/Pa
风机 1	65.682	426.46
风机 2	66.8196	420.49
风机 3	66.3768	422.82
风机 4	66.7548	420.83
风机 5	65.0988	429.55
风机 6	65.0232	429.97
汇总	395.7552	/

$\Delta p_{c1}=0.215v_1^2$ (11)

突然收窄处的局部流阻为（收缩截面面积比 $A_0/A_1=0.022$ ， $\zeta=0.49$ ）：

$\Delta p_{c2}=0.568v_2^2$ (12)

因此，有：

$\Delta p_c=0.215v_1^2+0.568v_2^2$ (13)

代入本案例中的数据，可得 $\Delta p_c=81\text{ Pa}$ 。6 台 J70FZW522-40G 型风机并联后的压力-流量曲线如图 5 所示。通过测试，得出风量 $\dot{V}_{1,T}$ ，将其标在曲线上可得出压力 $p_{1,T}$ 。由于测试系统比实际系统多出了测试夹具的流阻 Δp_c ，因此可得实际流阻为： $p_1=p_{1,T}-\Delta p_c$ 。将 p_1 标注在曲线上，即可得到实际流量 $\dot{V}_1=583\text{ m}^3/\text{h}$ 。

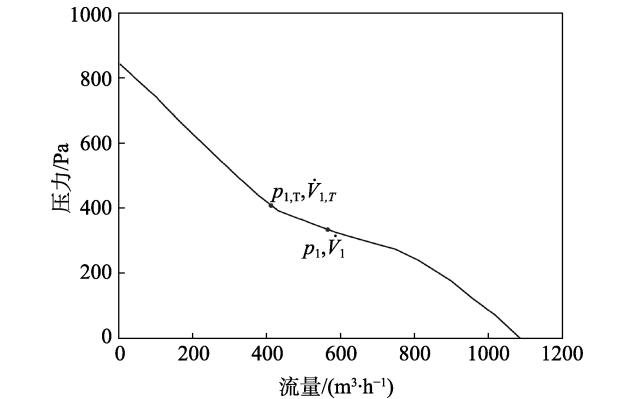


图 5 6 台 J70FZW522-40G 型风机并联后的压力-流量曲线

3 分解夹具设计及计算

在本案例中，采用具有 4 条流道的分解夹具。根据式（4），可得到分解夹具所需要的流量 $\dot{V}_2=137\text{ m}^3/\text{h}$ 。选用两台 J70FZW510-40G 型风机，对分解夹具进行仿真。在此过程中，通过对流道的优化设计，调整分解夹具的风量，使其接近于 $\dot{V}_2$ 。通过流动仿真，可得分解夹具中各风机的工作点见表 3。

表 3 分解夹具中各风机工作点		
	体积流量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	静压/Pa
风机 7	67.2732	105.26
风机 8	68.3565	104.97
汇总	135.6297	/

此时，分解夹具中的工作流量与实际流量几无差异，可以认为两者中的被测模块周围的对流相似。由于两者的传热效果相同，可以使用分解夹具来测试被测模块的传热特性。

4 结语

文中通过相似对流的方式，对大型电子设备机架的风冷气流进行了形式和数值上的分解，使得实际工程中的模块热测试工作得到了简化。简化的主要流程为：将包含了测试接口的大型机架进行流动仿真，选择流阻相对较小的接口进行测试；在大型机架上加装测试接口，对其工作流量进行测试；计算测试接口的流阻；在风机曲线上得到实际机架的流阻与流量；计算分解夹具的工作流量；对分解夹具进行优化设计，通过迭代仿真的方式，确定最接近于其设计工作流量的结构形式；将被测模块安装在分解夹具中，即可得到与大型机架相同的传热环境。简化后，各模块研发团队可使用分解夹具对模块进行热测试，并得到与在大型机架中进行测试相似的结果。

参考文献:

- [1] JEFFREY R, YOGENDRA J. Modeling of Data Center Airflow and Heat Transfer: State of the Art and Future Trends[J]. Distributed Parallel Databases, 2007, 21: 193-225.
- [2] 王增辉, 刘瑞兰, 贾斗南, 等. 环形狭缝过热气传热试验研究[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(7): 697-700.
- [3] LIU Jia-zeng, GAO Jian-min, GAO Tie-yu. Forced Convection Heat Transfer of Steam in a Square Ribbed Channel[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(4): 1291-1298.
- [4] TAE S P. Plate-spacing Effect on Unsteady Flows and Heat Transfer Characteristics in a Channel with Inclined Plates[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(10): 4825-4832.
- [5] SHRICANT D, LONDHE C, GURURAJA R. Interaction of Surface Radiation with Conjugate Mixed Convection from a Vertical Channel with Multiple Discrete Heat Sources[J]. Heat Mass Transfer, 2014, 50(9): 1275-1290.
- [6] TURKOGLU H, YUCEL N. Mixed Convection in Vertical Channels with Discrete Heat Source[J]. Heat and Mass Transfer, 1995, 30(3): 159-166.
- [7] OMER F C. Fluid Flow and Heat Transfer in a Channel with Noncircular Obstacles[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2016, 41(11): 4291-4302.
- [8] ERIC S, JUAN C C, CESAR T, et al. Numerical Investigation of Mixed Convection Heat Transfer from Two Isothermal Circular Cylinders in Tandem Arrangement: Buoyancy, Spacing Ratio, and Confinement Effects[J]. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 2016, 31(2): 159-187.
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 230-231.
- [10] NOVIKOV P A, SHCHERBAKOV L A. Study of the Heat Transfer and of the Hydraulic Resistance Associated with the Flow of Air Through Narrow Rectangular Channels[J]. Journal of Engineering Physics, 1972, 22(3): 315-318.
- [11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 15-18.
- [12] 李波. FloTHERM 软件基础与应用实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014: 49-51.
- [13] GJB/Z 27—92, 电子设备可靠性热设计手册 系统压力损失及计算[S].