



·高功率微波技术·

大功率速调管收集极高效强迫风冷散热系统的设计

雷 磊^{1,2}, 周 宇³, 高冬平^{1,2}, 时全局¹

(1. 中国科学院 空天信息创新研究院 高功率微波源与技术重点实验室, 北京 100190; 2. 中国科学院大学 电子电气与通信工程学院, 北京 100190; 3. 成都中电锦江信息产业有限公司, 成都 615000)

摘 要: 为解决大功率小型化速调管收集极在强迫风冷条件下的高效散热问题, 以某大功率速调管为研究对象, 介绍了一种大功率高效风冷收集极系统的设计方法。利用 ANSYS 有限元软件对收集极的强迫风冷散热特性进行模拟计算, 分析比较了非均匀热流密度加载方式下不同散热翼片结构对风冷收集极的风阻和最高温度的影响, 确定了散热翼片的尺寸和数量。为进一步提高风冷收集极系统的对流换热效果, 对收集极入风口的结构进行改进, 收集极内表面最高温度降低了 22 °C。采用风冷收集极风阻的计算模型对风阻进行验证, 仿真结果与理论值相差 2.2%。最后对采用该风冷收集极系统的大功率速调管进行测试, 实验测试的最高温度与仿真结果相差 1.8%, 验证了该风冷收集极系统设计的合理性和有效性。

关键词: 大功率速调管; 风冷收集极; 散热翼片; 温度; 风阻

中图分类号: TN122

文献标志码: A

doi: 10.11884/HPLPB202234.210576

Design of high efficiency forced air cooling heat dissipation system for collector of high-power klystron

Lei Lei^{1,2}, Zhou Yu³, Gao Dongping^{1,2}, Shi Quanju¹

(1. Key Laboratory of High Power Microwave Sources and Technologies, Aerospace Information Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Electronic, Electrical and Communication Engineering, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. Chengdu Zhongdian Jinjiang Information Industry Co., Ltd., Chengdu 615000, China)

Abstract: To solve the problem of efficient heat dissipation of high-power miniaturized klystron collector under forced air cooling condition, this paper takes a high-power klystron as the research object, and introduces a design method of high-power and efficient air cooling collector system. ANSYS finite element software is used to simulate and calculate the forced air cooling heat dissipation characteristics of the collector. The effects of different cooling fin structures on the wind resistance and maximum temperature of the collector under non-uniform heat flux loading are analyzed and compared. The size and number of cooling fins are determined. To further improve the convective heat transfer effect of the air cooling collector system, the structure of the inlet of the collector is improved and the maximum temperature of the inner surface of the collector is reduced by 22 °C. The calculation model of the wind resistance of the air cooling collector is used to verify the wind resistance. The difference between the simulation results and the theoretical value is 2.2%. Finally, the high-power klystron with the air cooling collector system is tested. The maximum temperature difference between the experimental and simulation results is 1.8%, which verifies the rationality and effectiveness of the design of the air cooling collector system.

Key words: high-power klystron, air cooling collector, cooling fins, temperature, wind resistance

大功率速调管在高功率微波电子系统中作为末级功率放大器, 已广泛应用于探测空间目标的各种雷达系统^[1]。随着大功率速调管向小型化方向发展, 其单位体积的功耗逐渐增加, 面临的散热问题也日益严峻。收集极是速调管中发热最严重的部分之一。收集极在工作过程中受到高速电子的轰击而产生大量热量, 轻则导致收集极内表面

* 收稿日期: 2021-12-29; 修订日期: 2022-02-25
联系方式: 雷 磊, llei1008@163.com。
通信作者: 高冬平, dongpinggao@mail.ie.ac.cn。

材料的融化甚至蒸散,重则导致速调管气密性被破坏,使整机无法工作^[2]。因此,开展收集极散热系统的热设计对保障大功率速调管的可靠性与稳定性以及延长速调管的使用寿命具有重要意义。

目前,国内外关于收集极风冷散热系统的研究相对较少,尤其是对于大功率小型化速调管,且速调管风冷收集极风道的风阻计算更鲜见报道^[3-5]。传统风冷收集极的热设计和应用主要局限于低功率指标下收集极结构的热设计,且收集极的外形尺寸较大^[6-7]。本文研究的速调管的电子注平均耗散功率高达 12 kW,此类大功率速调管一般采用液冷散热方式。但为满足雷达总体设计需求,该速调管采用强迫风冷散热系统。雷达系统内部空间有限,在大功率条件下解决收集极的散热问题更为困难。本文利用 ANSYS 仿真软件对不同散热翼片结构下的风冷收集极进行流体散热仿真分析对比,确定了满足设计要求的散热翼片的尺寸和数量,并提出一种新型收集极入风口结构。利用风机和风冷收集极风道特性曲线对风冷散热系统的风阻进行理论与仿真实验验证,并对采用该风冷收集极系统的大功率速调管进行工程验证。

1 风冷收集极散热的基本理论

风冷收集极是由收集极体和多个散热翼片组成的,如图 1 所示。风冷收集极采用抽风的方式进行散热,冷空气从收集极的底部进入,吸收热量后,从收集极的顶部经风机带走。

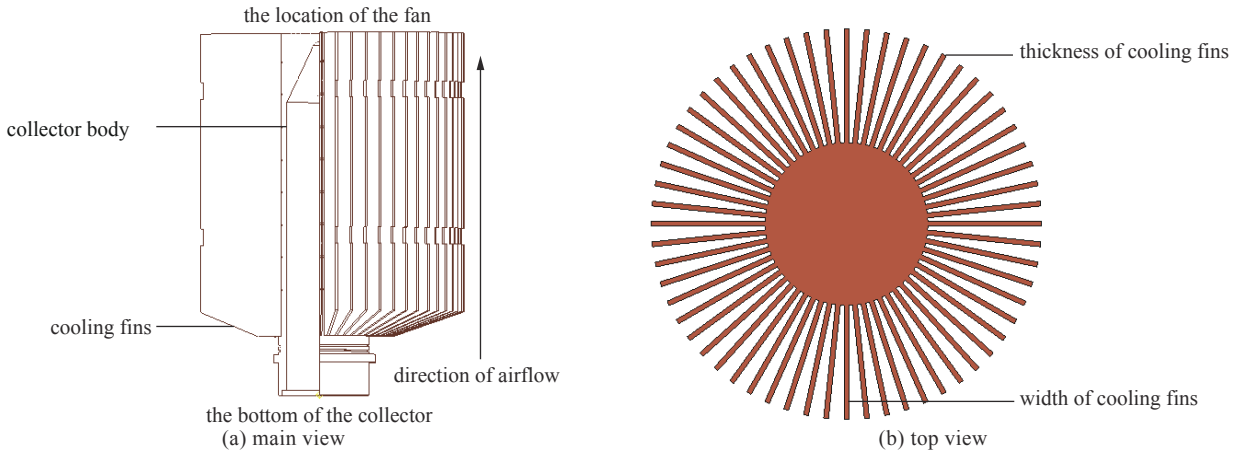


Fig. 1 Structure of air cooling collector

图 1 风冷收集极的结构图

风冷收集极散热所需总风量 Q_m 与收集极耗散总功率 W 的关系可根据热平衡方程得到^[8]

$$Q_m = \frac{860W}{C_p \rho \Delta T} \quad (1)$$

式中: C_p 为空气热容; ρ 为空气的密度; ΔT 为冷却空气出入口的温差。

为确定强迫风冷散热系统中风道的风阻以验证设计的准确性,建立了风冷收集极风阻的计算模型。根据流体流过管道接触的边壁沿程是否发生变化,把流体阻力分为沿程阻力和局部阻力^[9-10]。

沿程阻力 p_f 是管道直径不发生变化,气体流过管道时,气体与管壁面以及气体之间存在的摩擦力,即

$$p_f = \lambda \frac{L}{d} \rho \frac{v^2}{2} \quad (2)$$

式中: λ 为摩擦阻力系数,与雷诺数 Re 和管壁的粗糙程度有关; L 为风筒的长度; d 为流体通道的当量直径,定义为 $d = \frac{4A}{K}$, A 为风道的有效横截面积, K 为风道的湿周; v 为有效风道截面的平均流速。

当流体处于紊流光滑管区时,即 $4 \times 10^3 < Re < 10^5$, 沿程阻力系数 λ 采用布拉修斯经验公式,即

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (3)$$

式中: Re 为雷诺数,定义为 $Re = vd\rho/\mu$, μ 为空气的动力粘度系数。

局部阻力 p_j 是在边界急剧变化的区域,如风道的入风口和出风口,由于气体质点之间以及气体与局部装置之间发生碰撞、产生漩涡,使气体的流动受到阻碍产生的阻力^[11],即

$$p_j = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (4)$$

式中： ξ 为局部阻力系数，与管道边壁形状的变化有关。风冷收集极风道入口，空气从管道进入经过收集极，过流断面突然缩小，则入口局部阻力系数取 $0.5(1 - \frac{A}{A_0})$ ， A_0 为风道的横截面积；管道出口为直管流出，则出口局部阻力系数取1。

综上可推导出风冷收集极风道的总阻力 p 计算公式为

$$p = p_f + p_j = \lambda \frac{L}{d} \rho \frac{v^2}{2} + 0.5 \left(1 - \frac{A}{A_0} \right) \frac{\rho v^2}{2} + \frac{\rho v^2}{2} \quad (5)$$

2 风冷收集极系统的热设计

2.1 风冷收集极结构的设计

铜具有良好的导电和导热性，成本低且易加工成形。设计风冷收集极时，使用无氧铜作为收集极的制造材料，但需保证收集极内表面的最高温度不超过 300 °C，否则会引起铜材料的融化甚至蒸散，严重影响速调管整体的使用寿命及工作稳定性^[12]。本文以某型大功率速调管为例，该速调管收集极的平均耗散功率为 12 kW。30 °C 时，空气的物性参数如表 1 所示，冷却空气出入口温差 ΔT 取 20 °C。通过式(1)计算出风冷收集极散热所需的理论风量为 1845 m³/h。

根据风冷收集极散热所需风量，选择合理性能参数的风机。由于风阻的存在，风机无法工作在最大风量处，所选风机的最大风量应不低于风冷收集极散热所需风量的 1.5 倍至 2 倍^[13]。该风冷收集极的耗散功率密度大而体积小，故选择高风压和大流量的某型离心风机，对收集极进行抽风冷却。图 2 为所选风机的特性曲线，从曲线中可以得出风机最大风量为 4600 m³/h，要使风机工作时的实际风量超过 1845 m³/h，风冷收集极的风阻应小于 6 kPa。

利用 Inventor 软件建立风冷收集极的 3 维模型，并导入到 ANSYS 中的 fluent 模块对风冷收集极内部空气流场进行模拟计算。利用 CST 电磁仿真软件模拟电子进入收集极的粒子轨迹，将进入收集极不同位置的电子注功率密度转换成热流密度，作为收集极的热源。物理模型设为湍流模型，风道入口边界条件设为压力输出，风道出口边界条件设为速度输入，以满足收集极进行抽风冷却的方式。

根据电磁仿真软件确定收集极体的结构。为了增加收集极的散热面积，提高收集极的散热效果，本文对散热翼片的尺寸和数目进行优化设计。采用非均匀热流密度加载方式对散热翼片的厚度、宽度和数量进行仿真分析对比，图 3 为不同散热翼片结构下收集极内表面最高温度和风道风阻的变化曲线。

图 3(a)和(c)表明，散热翼片的厚度越厚，个数越多，收集极内表面最高温度越低，风道风阻越高，与预期效果相符。但图 3(b)中，随着宽度的增加，收集极内表面最高温度随之升高，风道风阻随之降低。通过分析发现，在风

表 1 空气的物性参数

Table 1 Physical parameters of air

$T/^\circ\text{C}$	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	$C_p/(\text{kcal}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1})$	$\mu/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$
30	1.165	0.24	18.6×10^{-6}

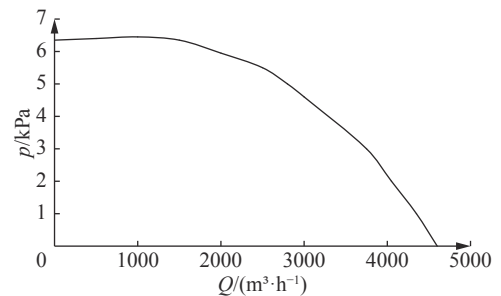


Fig. 2 Characteristic curve of selected fan

图 2 所选风机的特性曲线

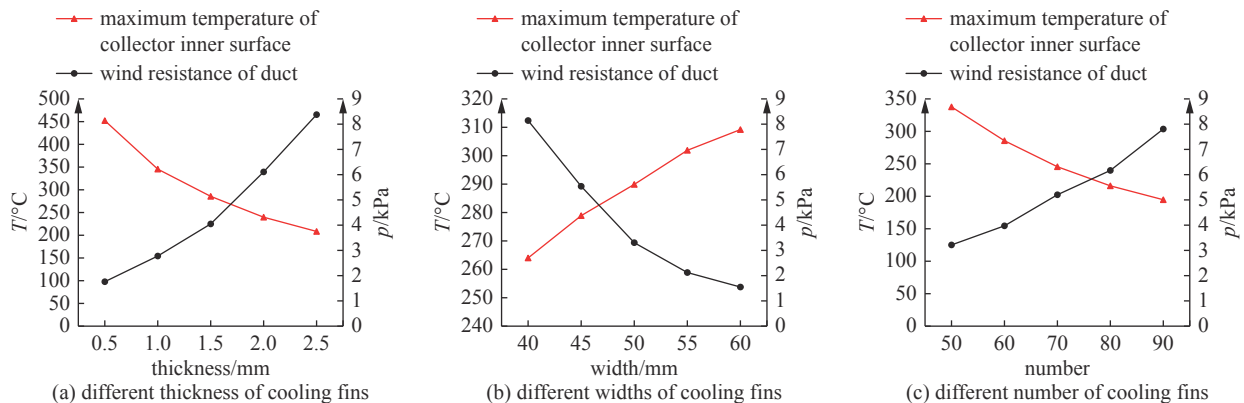


Fig. 3 Effect of thickness, width and number of cooling fins on heat dissipation of collector

图 3 散热翼片厚度、宽度和个数对收集极散热效果的影响

量保持不变的情况下, 散热翼片宽度变大, 对流换热面积虽增大, 但风道横截面积也随之增大, 风速则随之减小, 进而导致收集极的对流换热效率降低, 从而引起收集极的温度升高、风阻降低。对比图 3(a)、(b)和(c)可以看出, 散热翼片的厚度和个数对收集极内表面最高温度影响幅度较大, 原因是翼片越厚, 收集极体的热传导率越高; 个数越多, 收集极对流换热的面积越大, 散热效果越好。当翼片的厚度超过 1.2 mm, 宽度小于 54 mm, 数量超过 55 时, 收集极内表面最高温度不超过 300 ℃; 当翼片的厚度小于 1.8 mm, 宽度超过 46 mm, 数量小于 78 时, 风道风阻小于 6 kPa。根据仿真结果, 考虑加工的难易程度和小型化设计, 选取厚度为 1.5 mm、宽度为 50 mm、数量为 60 的散热翼片。

为验证风冷散热系统的有效性将该速调管收集极的强迫风冷散热与空气自然对流散热进行仿真对比, 如图 4 所示。图 4(a)表明, 空气自然对流散热时, 收集极内表面最高温度高达 2 640.1 ℃, 通过空气自然对流散热明显达不到冷却效果。图 4(b)表明, 强迫风冷散热时, 收集极内表面最高温度 285.6 ℃, 小于 300 ℃, 散热效果显著提升。

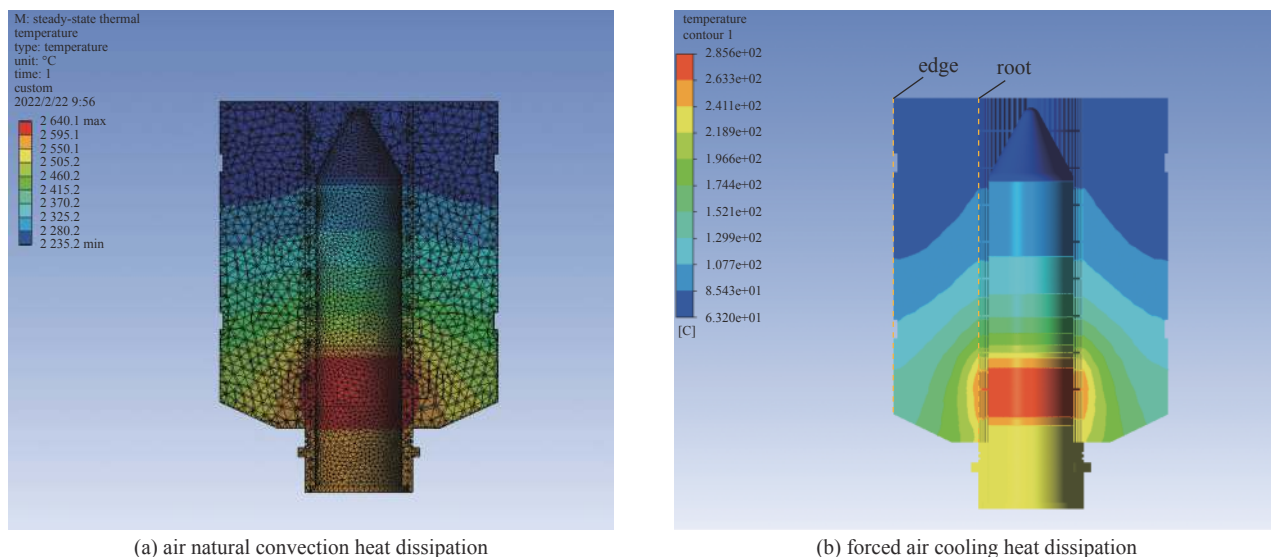


Fig. 4 Temperature distribution nephogram of collector under different heat dissipation modes

图 4 不同散热方式下收集极的温度分布云图

对图 4(b)中风冷收集极散热翼片的根部和边缘进行仿真计算, 得到不同位置散热翼片的温度变化曲线, 如图 5 所示。图 5 表明, 从散热翼片底部至散热翼片顶部, 散热翼片根部的温度始终高于边缘的温度, 表明越靠近收集极体散热翼片的温度越高。散热翼片根部的温度先升高后下降, 是由于散热翼片根部的温度随热源温度的变化而变化。根据能量交换后进入收集极内部的电子分布状态, 在距翼片底部 9~45 mm 处热流密度较大。散热翼片边缘的起始位置与根部的起始位置相差 15 mm, 原因是散热翼片采用锥形结构以减小风阻。散热翼片边缘的最高温度为 141.62 ℃, 与根部最高温度相比降低了 117.62 ℃, 表明散热翼片结构的设计有效提高了收集极的散热效果。

2.2 风冷收集极入风口的设计

风冷收集极散热翼片根部的温度较高, 为降低散热翼片根部的温度, 需增大穿过散热翼片根部的风速, 因此, 对收集极的入风口进行设计。在收集极入风口增设了通风座, 结构如图 6 所示。在风量不变的情况下, 通过缩小收集极入风口的内径以提高收集极内部的散热翼片之间的风速, 从而降低散热翼片根部和收集极内表面的最高温度。该零件采用纯铁材料, 具备磁屏蔽作用, 可有效减弱收集极内磁场的强度, 利于电子注的发散, 防止局部过热。

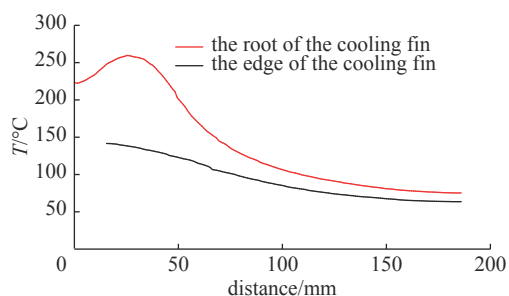


Fig. 5 Temperature variation of cooling fins at different positions

图 5 不同位置散热翼片的温度变化

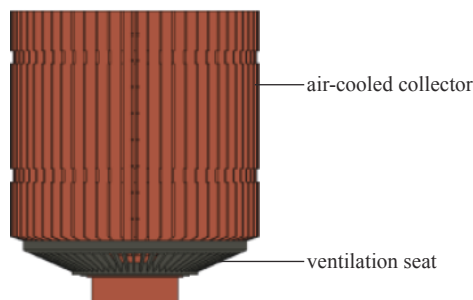


Fig. 6 Structure of collector with ventilation seat

图 6 加通风座的收集极的结构图

利用 ANSYS 仿真软件对加通风座的收集极进行仿真分析对比,得到不同风道内半径下收集极内表面最高温度和风道风阻的变化曲线,如图 7 所示。图 7(a)表明,随着风道内半径减小,收集极内表面最高温度也逐渐降低,收集极的散热效果变好。图 7(b)表明,风道内半径越小,风道风阻越大,主要由于风量不变,风道入风口减小,风速变大,阻力增加。从图 7(b)可以看出,当风道内半径大于 72 mm 时,风道风阻小于 6 kPa。

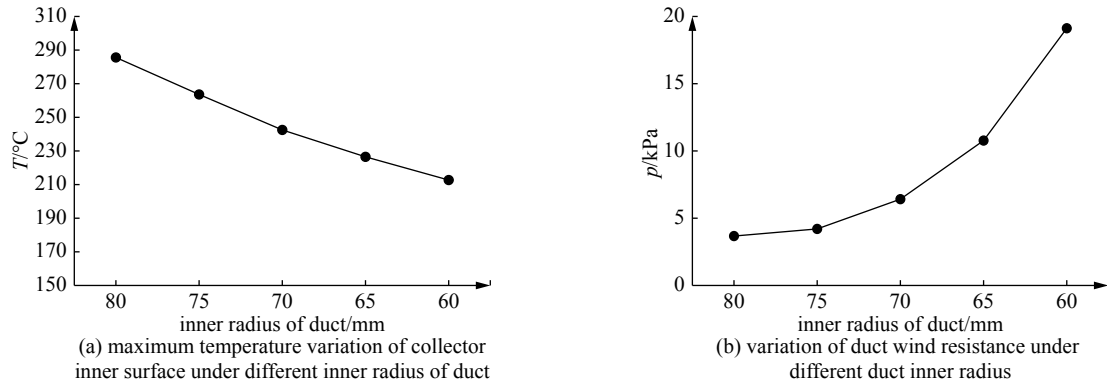


Fig. 7 Effect of inner radius of duct on heat dissipation of collector

图 7 风道内半径对收集极散热效果的影响

根据仿真结果,考虑风道风阻和收集极工作的稳定性,选取收集极入风口内半径为 75 mm 的通风座。对风道内半径为 75 mm 的通风座与未加通风座的收集极风道风速进行仿真分析对比,如图 8 和 9 所示。比较图 8 和图 9 可以看出,加通风座后,收集极的风速提高且内部风速明显增大,表明加通风座的收集极能使风集中在收集极的内部进行散热。同时,通过仿真分析发现,加通风座的收集极内表面最高温度为 263.6 $^\circ\text{C}$,较未加通风座的收集极内表面最高温度降低了 22 $^\circ\text{C}$,散热效果有了明显的提高。因此,减小收集极入风口的内径能有效集中对收集极较热部分进行散热,提高收集极的换热效果。

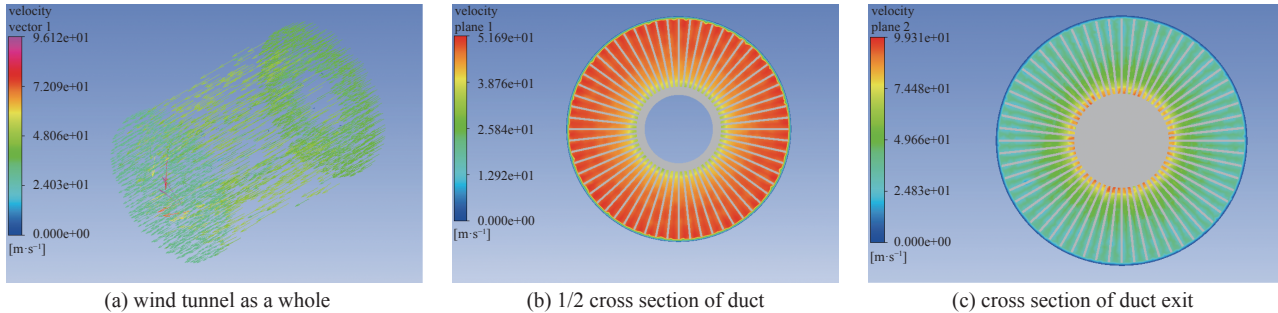


Fig. 8 Variation of wind speed in the duct without ventilation seat

图 8 未加通风座风道的风速变化

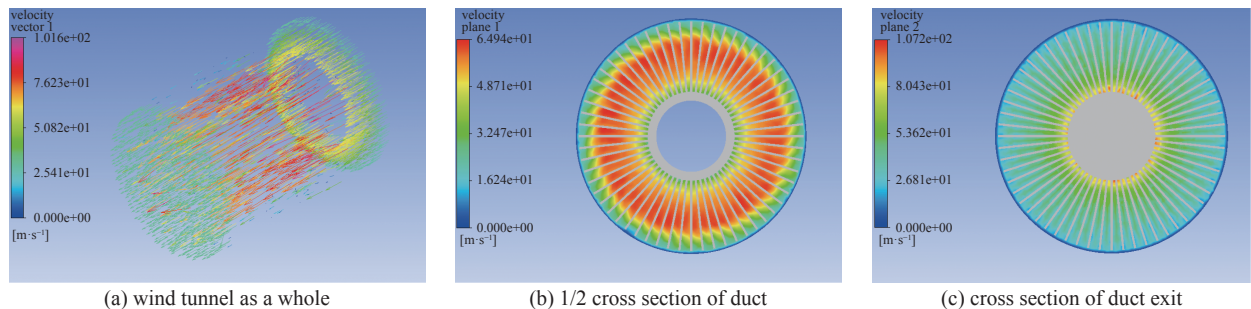


Fig. 9 Variation of wind speed in the duct with ventilation seat

图 9 加通风座风道的风速变化

3 风冷收集极系统的设计验证

3.1 风冷收集极系统的仿真分析

根据本文设计的风冷收集极系统的结构参数,如表 2 所示,对风道风阻进行计算。通过式(2)~(5),得到风道风阻和风量的关系式: $p = 2.9 \times 10^{-4} Q^2 + 2.3 \times 10^{-3} Q^{1.75}$ 。通过风道风阻和风量的关系式可以得到风冷收集极风道特

表 2 风冷收集极系统的结构参数

Table 2 Structural parameters of air cooling collector system

K/mm^2	d/mm	A/mm^2	A_0/mm^2	L/mm
6691	8	13324	20612	400

性曲线, 结合风机特性曲线, 得到两条曲线的交点, 交点为风机实际工作点^[14-16], 如图 10 所示。

从图 10 中, 可以得出两曲线的交点为 (Q_0, p_0) , $Q_0 = 2850 \text{ m}^3/\text{h}$, $p_0 = 4.91 \text{ kPa}$, Q_0 大于风冷收集极散热所需风量 Q_m , 满足热平衡方程。根据风机实际工作时的风量 Q_0 , 求得雷诺数 $Re = 29771$, 满足 $4 \times 10^3 < Re < 10^5$, 说明风冷收集极的结构设计合理。

对本文设计的风冷收集极系统进行仿真分析, 风量设置为 $2850 \text{ m}^3/\text{h}$, 得到风道风阻的分布云图, 如图 11 所示。图 11 表明, 从风道入口至风道出口, 风道风阻先增大后减小。风道出口的内部风阻较大, 是由于靠近收集极体的散热翼片间隙变小, 风速增加从而导致风阻增大。Fluent 计算设置时, 风道入口的压强设置为 0 kPa , 风道出口风速设置为负数, 因此风道风阻为负值。通过 CFD-Post 后处理得到风道入口平均压强为 -3.04 kPa , 出风口平均压强为 -7.84 kPa , 求得风道的风阻值为 4.8 kPa , 与计算得到的风阻值 p_0 相差 2.2% , 计算结果与仿真结果基本一致, 验证了该风冷收集极系统设计的有效性。

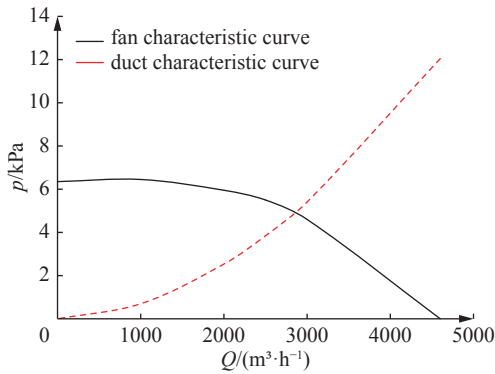


Fig. 10 Diagram of fan characteristic curve and duct characteristic curve

图 10 风机特性曲线与风道特性曲线示意图

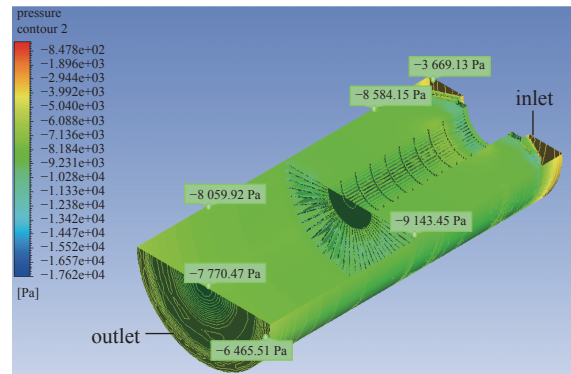


Fig. 11 Distribution of wind resistance in duct

图 11 风道风阻的分布云图

3.2 风冷收集极系统的工程验证

为进一步验证仿真结果的准确性, 根据本文设计的风冷收集极的结构参数进行加工生产样机, 并对采用该风冷收集极系统的大功率速调管进行温度测试。图 12 为速调管外形图, 在风筒表面进行测温孔设计, 选取了 12 个不同的测温点以精确定散散热翼片根部不同位置的实际温度。当速调管工作比超过 20% , 风机风量为 $2850 \text{ m}^3/\text{h}$ 时, 通过热偶测温仪对风冷收集极散热翼片根部的温度进行测试。

图 13 为散热翼片根部不同位置下实验测试温度与仿真分析温度的变化曲线。由图 13 可看出, 实验测试结果

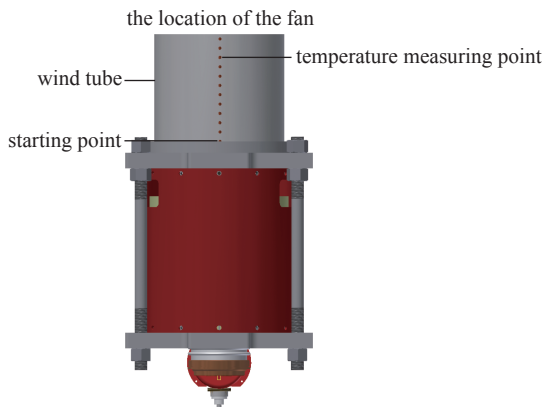


Fig. 12 Outline drawing of klystron

图 12 速调管外形图

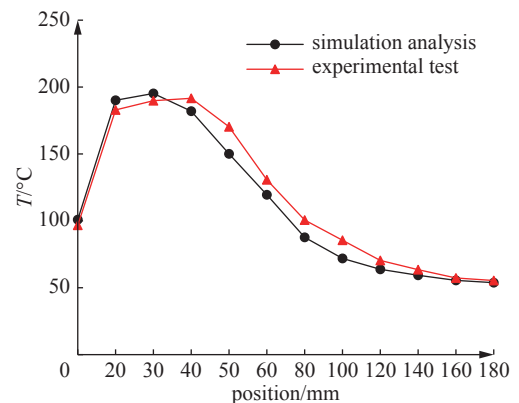


Fig. 13 Temperature variation at root of cooling fins

图 13 散热翼片根部的温度变化

趋近于仿真分析结果,实验测试数据与仿真计算数据基本匹配,主要误差是由于速调管电子束通过率以及进入收集极后的实际散焦状态与理想设计存在偏差。

表3为实验测试和仿真分析结果对比。表3表明,实验测试的散热翼片根部的最高温度为191.6℃,满足散热需求。实验测试的最高温度与仿真计算的最高温度相差1.8%,两者数值相近,验证了该大功率小型化速调管风冷收集极系统设计的合理性。

表3 实验测试和仿真分析结果对比
Table 3 Comparison of experimental test and simulation analysis results

method	maximum temperature/℃	minimum temperature/℃	mean temperature/℃
experimental test	191.6	55.4	110.8
simulation analysis	195.2	53.8	116.2

4 结 论

本文利用ANSYS仿真软件对大功率速调管收集极的强迫风冷散热系统进行优化设计。在风量不变的情况下,散热翼片的厚度和数量对收集极的散热影响较大,散热翼片的宽度对收集极的散热影响较小。收集极内部的风速与收集极入风口的结构密切相关,在收集极入风口增设通风座以缩小风道内径使风集中对收集极内部进行散热,有效提高了风冷收集极的冷却效果。对本文研究的风冷收集极系统进行仿真分析与工程验证,结果表明了该风冷收集极设计的合理性和有效性,为功率组件的风冷散热系统的设计提供了一种可靠有效的设计方法。

参考文献:

- [1] 丁耀根. 大功率速调管的技术现状和最新进展[J]. 真空电子技术, 2020(1): 1-25. (Ding Yaogen. Technical status and latest progress of high power klystrons[J]. Vacuum Electronics, 2020(1): 1-25)
- [2] 吴瑶. 相对论速调管收集极的散热技术研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2016: 7-28. (Wu Yao. Research on heat dissipation technology of the collector of relativistic klystron amplifier[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology, 2016: 7-28)
- [3] Gahlaut V, Alvi P A, Ghosh S K. Thermal and structural analysis of co-axial coupler used in high power helix traveling-wave tube[J]. Frequenz, 2014, 68(7/8): 329-333.
- [4] 周明干, 李琛, 杨明华. 大功率行波管功放的强迫风冷散热设计[J]. 真空电子技术, 2016(4): 64-66. (Zhou Minggan, Li Chen, Yang Minghua. Thermal design of forced air cooling of high-power microwave power amplifier[J]. Vacuum Electronics, 2016(4): 64-66)
- [5] 束峰涛. 一种风冷行波管的热设计[J]. 电子机械工程, 2005, 21(6): 15-17,59. (Shu Fengtao. Thermal design of air-cooled TWT[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2005, 21(6): 15-17,59)
- [6] 左向华, 张益林, 王宇红, 等. C波段高效风冷大功率速调管[J]. 真空电子技术, 2010(3): 47-48. (Zuo Xianghua, Zhang Yilin, Wang Yuhong, et al. High efficiency, forced air cooling and high power C-band klystron[J]. Vacuum Electronics, 2010(3): 47-48)
- [7] 周军, 欧阳佳佳, 刘秀, 等. 高平均功率风冷收集极设计[J]. 真空电子技术, 2018(1): 57-59. (Zhou Jun, Ouyang Jijia, Liu Xiu, et al. Design of high-average-power forced air cooling collectors[J]. Vacuum Electronics, 2018(1): 57-59)
- [8] 丁耀根. 大功率速调管的设计制造和应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2010. (Ding Yaogen. Design, manufacture and application of high power klystron[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2010)
- [9] Konnov A V, Nikitin A P, Akimov P I, et al. Thermal analysis of multibeam klystron collector with forced air cooling[C]//2014 Tenth International Vacuum Electron Sources Conference (IVESC). 2014: 1-2.
- [10] 邵强, 黄南, 熊辉, 等. 功率组件中强迫风冷散热器风道的风阻估算与风机选型[J]. 大功率变流技术, 2017(2): 38-41. (Shao Qiang, Huang Nan, Xiong Hui, et al. Air resistance estimation of air-forced cooling heat sink duct and fan selection in power module[J]. High Power Converter Technology, 2017(2): 38-41)
- [11] 杨春, 高红斌. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2011. (Yang Chun, Gao Hongbin. Fluid mechanics pumps and fans[M]. Beijing: China Water Resources and hydropower Press, 2011)
- [12] Gahlaut V, Latha A M, Sharma R K, et al. Thermal management techniques for novel single-stage collector of THz folded waveguide TWT[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2021, 49(2): 689-694.
- [13] 张忠海. 电子设备中高功率器件的强迫风冷散热设计[J]. 电子机械工程, 2005, 21(3): 18-21. (Zhang Zhonghai. Thermal design of forced air cooling of high-power components in electronic equipments[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2005, 21(3): 18-21)
- [14] 江学平. 集中热源对散热器换热性能的影响及其解决方案[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005. (Jiang Xueping. Influence of centralized heat supply on heat exchange property of radiator & the solutions[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005)
- [15] Ruuskanen V, Nerg J, Niemelä M, et al. Effect of radial cooling ducts on the electromagnetic performance of the permanent magnet synchronous generators with double radial forced air cooling for direct-driven wind turbines[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2013, 49(6): 2974-2981.
- [16] 李辉. 一种应用于实际工程的强迫风冷散热设计方法探析[J]. 机电信息, 2013(9): 144-145. (Li Hui. Analysis of a forced air cooling design method for practical engineering[J]. Mechanical and Electrical Information, 2013(9): 144-145)