文章编号：1000-8608(2009)03-0364-05

动车组轴流冷却风机气动设计与研究

王晓放*[1]， 李丽丽[1]， 孙 涛[1]， 谢 蓉[1]， 薛家好[2]

（1.大连理工大学 能源与动力学院，辽宁 大连 116024；
2.大连燕铁内燃机配件有限公司，辽宁 大连 116023）

摘要： 采用一维设计与三维数值模拟分析相结合的方法，对某动车组轴流冷却风机进行气动设计，并分析研究了等环量指数对轴流冷却风机气动性能的影响. 根据一维设计的几何参数进行三维建模；再利用 NUMECA 软件对所设计风机进行深入数值模拟分析及结构优化改进；最后，选取最优方案加工样机并进行性能试验. 试验结果表明：该轴流冷却风机的整体气动性能较优，与原设计相比有较大改善，特别是效率提高了近 3%，叶轮进、出口流场较原机叶轮也更加稳定. 该国产化风机与同类型某进口风机相比性能更优.

关键词： 动车组；轴流冷却风机；等环量指数；数值模拟

中图分类号： U238；TK474 **文献标志码：** A

0 引 言

随着我国铁路电气化线路建设的发展及列车运行速度的提高，动车组逐步成为我国的主要牵引动力和运输工具. 冷却风机是动车组装置中的重要部件，设计要求其风量大、噪音低、占用空间小. 在动车组国产化的设计过程中，受车厢结构形状，进、出口流道及运营状况的影响，冷却风机的设计难度较大. 加之轴流风机本身内部流场十分复杂，更增大了冷却风机的设计难度. 因此现有轴流风机在运行中都不同程度地存在低效运行、可靠性差和噪声大的问题[1,2]. 为了提高安全性与经济性，必须对轴流风机的内部流动机理、流动结构和能量损失机理进行深入研究. 本文通过一维设计确定几何参数，利用成熟的三维数值模拟方法研究轴流风机的内部流动，同时预测轴流风机的性能，最后利用气动试验来验证设计结果，通过以上方法对某动车组冷却用轴流风机进行国产化设计与研究.

1 设计思想

1.1 一维设计

在轴流风机国产化的设计过程中，受到机车结构的限制，风机的内径和外径尺寸受到限定，不能随意改动，这就给设计带来一定难度. 本文采用传统、成熟的一维设计计算，由于叶栅稠度较小，选用孤立叶型设计方法，确定叶轮的主要参数：叶轮直径、转速、叶片数，叶型选取气动性能较好的葛廷根叶型[3]，采用指数 $X=1$ 的等环量扭曲规律沿叶高取若干截面，计算设计弯扭叶片（以下定义 X 为等环量指数），并确定叶根与叶顶安装角分别为 $\beta_{1a}=45.5°$，$\beta_{2a}=20°$. 这些初步的设计结果为进一步深入分析风机内部流动提供了实体建模依据.

1.2 三维数值模拟

根据一维计算得到的几何参数进行三维实体造型，并利用商用软件 NUMECA 进行数值分析，研究轴流风机叶轮的内部流动机理，再现流动情景，验证一维设计性能.

1.2.1 *数值计算方法* 分析采用 NUMECA 软件包 Fine/Turbo，求解三维定常雷诺平均的 Navier-Stokes 方程组；采用 Spalart-Allamaras 方程模型；应用网格中心式有限体积法，空间离散使用 Jameson 二阶中心差分格式；四阶 Runge-Kutta[4] 法进行时间推进，为了加快收敛速度使用

收稿日期： 2007-05-17； **修回日期：** 2009-03-22.
作者简介： 王晓放*（1960-），女，教授，博士生导师，E-mail：dlwxf@dlut.edu.cn.

多重网格技术，结合变时间步长以及残差光顺的方法. 该轴流风机的计算网格采用 AutoGrid5 模块自动生成，网格质量良好，计算网格见图 1.

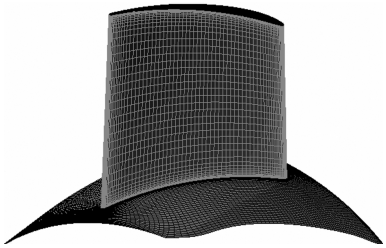


图 1　计算网格

Fig. 1　Calculation mesh

计算时根据冷却风机的工作条件给定计算边界条件，工作介质为空气，从大气直接进气；进口边界设定总温、总压以及轴向来流进气条件，出口边界设定质量流量以及参考静压. 计算考虑叶顶间隙的影响. 计算迭代次数超过 2 000 次，当全局残差下降 5 个量级，进、出口流量的误差小于 0.1%，且其他性能参数恒定不变时，则认为计算达到充分收敛.

1.2.2　计算结果分析　数值模拟结果表明：按照指数为 1 的等环量方法设计的弯扭叶片对应的叶轮反动度 Ω、叶顶与叶根气流角 β_1、β_2 等气流参数沿半径变化剧烈，流动损失较大，在设计工况下多变效率为 82.81%，总压比为 1.024，且扭矩较大，吸力面前缘附近存在较大的低压区.

1.3　优化改进

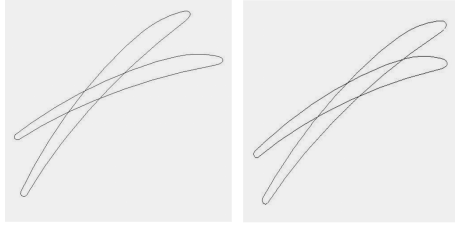
针对原设计叶轮存在的问题进行优化设计，调整等环量计算指数 X，重新计算叶片的扭曲规律，调整叶片安装角，不同改进方案的计算结果见表 1. 由于叶顶半径较大，随着 X 的变化叶尖切线速度 C_{1u} 的变化不大，叶顶安装角变化很小（<0.5°）. 考虑二维计算时存在数值误差，建模时取叶顶安装角均为 20°. 根据计算结果进行三维建模，在与原设计相同的模拟条件下进行数值计算. 6 种不同方案的风机叶轮效率与总压比等性能参数的计算结果如表 1 所示. 随着等环量指数的减小，叶根安装角变小，扭曲程度随之减小，在相同流量、转速下效率不断增大，各方案的总压比基本一致. 由表 1 可知：采用等环量指数为 0.25 设计的弯扭叶片对应的风机效率最高，扭矩最小，所以耗功最小；计算表明继续减小等环量指数叶片近直叶片，出口压力达不到设计要求，因此在分析中不考虑 $X<0.25$ 的计算方案，综上所述 $X=0.25$ 方案的叶轮性能最优.

表 1　不同风机的几何参数以及性能参数

Tab. 1　Geometry and performance parameters of different fans

X	β_2/(°)	β_1/(°)	多变效率/%	总压比	扭矩/(N·m)
2.00	45.50	19.30	78.35	1.022	56.515
1.50	42.00	19.42	80.80	1.023	56.127
1.00	39.52	19.57	82.81	1.024	56.307
0.75	38.55	19.65	83.66	1.024	56.196
0.50	37.71	19.74	84.55	1.024	55.866
0.25	36.98	19.83	85.49	1.023	53.997

本文针对原设计 $X=1.00$ 方案和 $X=0.25$ 方案的内部流场进行对比分析. 由于两方案叶片截面积迭规律不同（见图 2），出口气流角相差较大；两方案叶片的出口气流角 β_2 沿径向的变化规律见图 3（图中定义的气流角为出口气流与轴向的夹角）. $X=0.25$ 方案从叶根到叶尖出口气流角变化较 $X=1.00$ 方案小. 两叶轮从 60%叶高到 100%叶高的出口气流角几乎一致，这是因为两方案叶顶安装角相同，均为 20°. 从叶根到 60%叶高在相同径向位置 $X=0.25$ 方案的出口气流角较 $X=1.00$ 方案的大，越到叶根相差越大，在 10%叶高处相差达到 5°. $X=0.25$ 的叶轮在靠近叶根处仍有较大的出口气流角，这有利于减少角区的涡流损失.



(a) X=1.00　　(b) X=0.25

图 2　积迭规律示意图

Fig. 2　Stack orderliness

$X=0.25$ 方案流场气动分析的部分计算结果如图 4、5 所示. 由图 4 可知：动叶平均中径处相对速度矢量场对应的出口气流速度方向更均匀，尾迹损失很小，流道内没有出现气体倒流、旋涡、

脱离等现象.从图 5 可以看出:吸力面的静压分布从前缘到尾缘先减小再增大,越靠近叶顶,低压区越靠近前缘,在叶顶处由于叶顶间隙的影响[5],叶顶前缘都发展成低压区. $X=0.25$ 方案叶轮吸力面的低压区及叶顶吸力面的旋涡区域均较原方案有所减小,中心主气流区域更大,流动损失更小,流场更稳定.

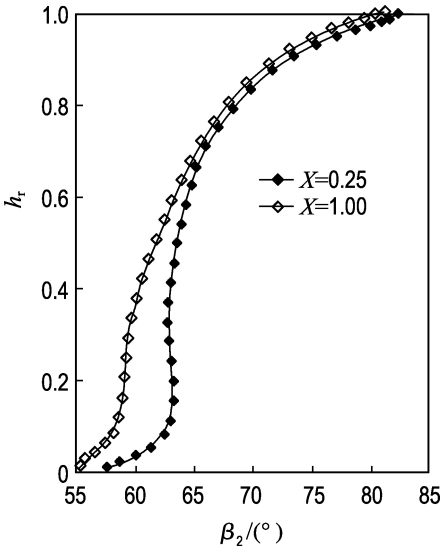


图 3 出口气流角沿叶高变化曲线

Fig. 3 Outlet flow angle along radial

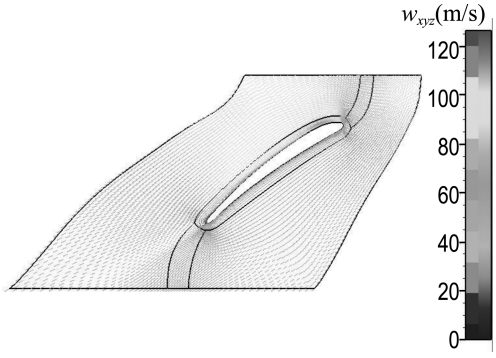


图 4 $X=0.25$ 动叶中径截面相对速度

Fig. 4 Relative velocity of moving blade to $X=0.25$

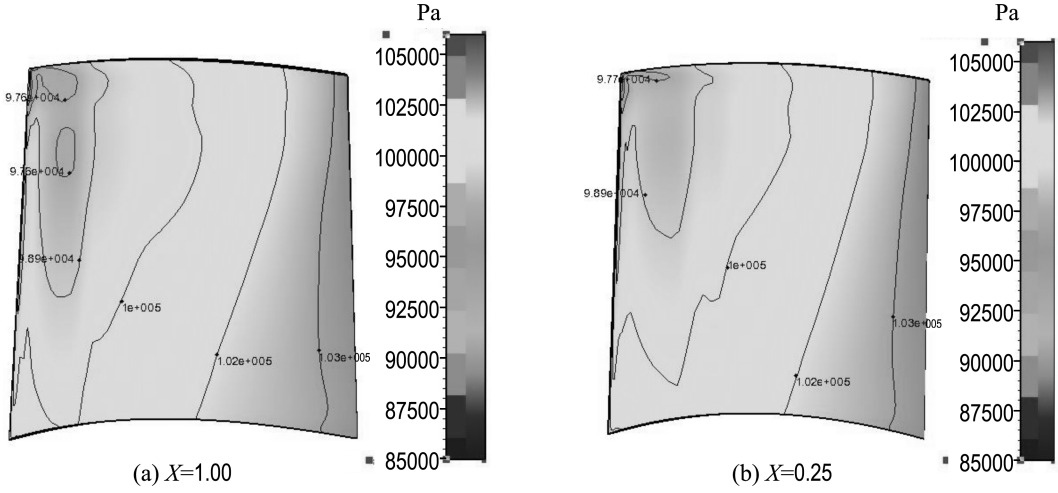


图 5 叶片吸力面静压云图

Fig. 5 Static pressure of suction side

诸方案流场分析表明,随着等环量指数 X 的减小,叶轮吸力面的低压区也随之减小,靠近叶顶处的旋涡及脱离区域减小,使主气流区域增大,流动损失减小,流道内的压力场、速度场分布更加均匀,流场更为稳定.综合考虑效率、总压比、扭矩等参数,选取性能最优的指数为 0.25 方案的叶型尺寸,加工样机并配合气动试验研究,样机见图 6.

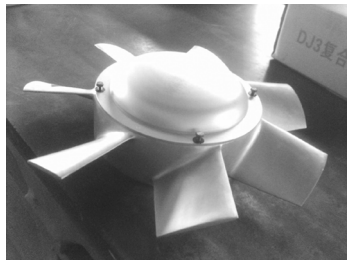
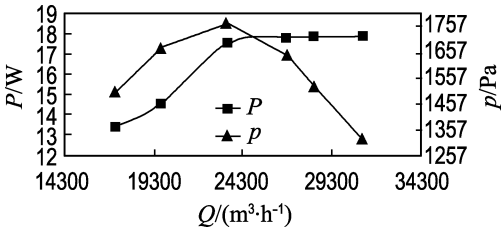


图 6 $X=0.25$ 样机

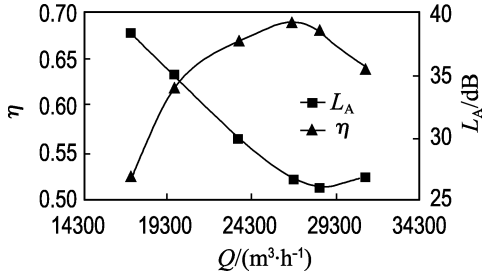
Fig. 6 $X=0.25$ blower

2　试验验证

为了验证风机的性能，对所设计的风机进行气动试验. 试验依据 GB 1236—85《通风机空气动力性能试验方法》、JISB 8330《涡轮风扇试验方法》等. 试验环境条件：大气压力，102 528.5 Pa；环境温度，1.4 ℃；环境噪声，60 dB(A). 由图 7 试验特性曲线以及图 8 试验测量与计算得到的流量-压力曲线可知：各参数曲线较平坦，稳定运行工况范围大. 同时试验值与计算模拟结果基本吻合，误差小于 4%(见图 8). 在相同的试验条件下，进口风机与国产化风机试验结果对比见表 2. 由试验可知，国产化冷却风机叶轮的出口压力与流量均比同类型进口风机有所提高，且噪音与振动速度值有所下降，功率虽然有所增大，但与其他性能参数增大的程度相比，功率增大程度较小. 由图 9 流量-压力特性曲线对比可知：与同类型进口风机相比，本文设计的国产化风机整体性能有很大提高.



(a) 流量 Q-功率 P-全压 p



(b) 流量 Q-机械效率 η-噪声 L_A

图 7　试验特性曲线

Fig. 7　Experiment characteristic curves

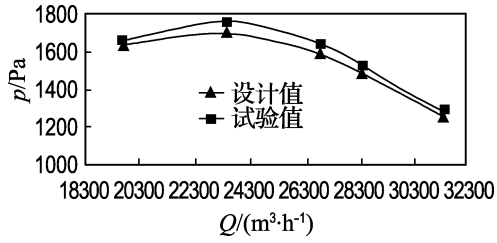


图 8　试验结果与计算结果

Fig. 8　Experiment and calculation results

表 2　设计工况试验结果

Tab. 2　Experiment results on design condition

	Q	p	P	v	L_A
进口风机	22 608 m³/h	1 559.6 Pa	16.40 kW	2.5 mm/s	104.0 dB(A)
国产化风机	23 400 m³/h	1 766.0 Pa	17.25 kW	2.3 mm/s	96.9 dB(A)
变化比率	3.5%	13.0%	5.18%	−8.0%	−6.8%

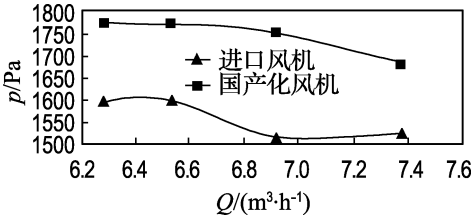


图 9　国产化设计风机与同类型某进口风机比较

Fig. 9　Comparison of domestic design fan with the imported one

3　结　论

本文介绍的利用等环量方法设计的轴流冷却风机通过气动试验校核，风机整体性能较好，试验结果与计算结果对比误差小于 4%，表明本文所用的一维设计与三维数值模拟相结合的设计方法实用可信. 所设计风机与原进口风机相比整体性能有很大提高，该国产化风机已在某电力动车组中投入使用.

参考文献：

[1] 竺晓程，林万来，杜朝辉. 轴流通风机叶顶区域流动的实验研究[J]. 上海交通大学学报，2005，**39**(2)：177-181

[2] 邬振耀，程 鹏. 轴流风机变环量设计的研究[J]. 上海交通大学学报，1993，**27**(2)：56-60

[3] 商景泰. 通风机技术手册[M]. 北京：机械工业出版社，2005

[4] JAMESON A，SCHMIDT W，TURKEL E. Numerical solution of the Euler equation by finite volute methods with Runge-Kutta time stepping schemes [C] // **Fluid and Plasma Dynamics Conference**. USA：AIAA，1981

[5] 李 阳，欧阳华，杜朝辉. 低压轴流风机周向弯曲叶片顶部间隙流动的数值分析[J]. 动力工程，2006，**26**(5)：707-711

Study and aerodynamic design of axial cooling fan on multiple units

WANG Xiao-fang*[1]， LI Li-li[1]， SUN Tao[1]， XIE Rong[1]， XUE Jia-hao[2]

（1. School of Energy and Power Engineering，Dalian University of Technology，Dalian 116024，China；
2. Dalian Yantie ICE Accessory Company，Dalian 116023，China）

Abstract：An axial cooling fan on multiple units was designed based on one-dimensional calculation and three-dimensional numerical simulation. The influence of constant circulation exponent on aerodynamic performance of axial cooling fan was analyzed. Three-dimensional model was presented based on the one-dimensional calculation. Numerical simulation and thorough analysis were carried out on the blower with software NUMECA. The optimized projects were presented. The model machine was based on geometry parameter of the best project. The performance experiment of the improved blower was studied. The model machine testing results show that the performance of the optimized axial cooling fan is better than that of the original one. Especially the efficiency is improved by 3%. The inlet and outlet flow field is much steady. The optimized blower is better than that of the same style of the imported one in performance.

Key words：multiple units；axial cooling fan；constant circulation exponent；numerical simulation