

扩压器对基本级性能的影响

程超^{1,2}, 秦国良¹, 张家忠¹, 陈党民², 李新宏²

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049;

2. 西安陕鼓动力股份有限公司, 西安 710075)

摘 要: 使用数值方法和试验手段研究了带无叶扩压器和不同进口安装角的叶片扩压器对基本级的性能影响. 针对带无叶扩压器的基本级, 重点研究了近喘振点、设计点、近阻塞点3种工况的内部流动特性, 结果表明近喘振点的叶轮叶片进口、叶轮叶片出口、回流叶片背面均存在低速涡流区, 而设计点和近阻塞点的流动状态良好, 对于近阻塞点, 流动速度较大引起的摩擦阻力损失增大, 导致了基本级多变效率下降很快; 对带单圆弧叶片扩压器的基本级, 细致地研究了匹配不同进口安装角的单圆弧叶片扩压器对喘振裕度、阻塞裕度和效率的影响, 结果表明: 在出口安装角不变的情况下, 扩压器进口安装角比设计值降低 3° , 基本级的多变效率和多变头系数达到最佳值.

关 键 词: 离心压缩机; 基本级; 扩压器; 内流特性; 试验分析

中图分类号: V211; TH452

文献标志码: A

Influence of diffuser on basic stage performance

CHENG Chao^{1,2}, QIN Guo-liang¹, ZHANG Jia-zhong¹,

CHEN Dang-min², LI Xin-hong²

(1. School of Energy and Power Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Xi'an Shaangu Power Corporation Limited, Xi'an 710075, China)

Abstract: The effects of vaneless diffusers and vaned diffusers with different entrance installation angles on a centrifugal compressor basic stage were studied with numerical calculations and tests. For compressor basic stage with vaneless diffuser, inner flow-field characteristics at near-surge point, design point, and near-choke point were analyzed, showing that vortex existed in the inlet and outlet of impeller blade and back of reflux blade at near-surge point while flow state was good at design-point and near-choke point; as for near-choke point, friction resistance loss increased with large flow speed, causing stage efficiency drop quickly. For compressor basic stage with single arc vaned diffuser, the effects on surge margin, choke margin and efficiency were analyzed with five different vaned diffuser entrance installation angles. The results show that when entrance installation angle of vaned diffuser decreases 3 degrees than the design value while outlet installation angle is fixed, the polytropic efficiency and polytropic energetic coefficient of stage achieve the best value.

Key words: centrifugal compressor; basic stage; diffuser; inner flow character; test analysis

收稿日期: 2016-03-06

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2012CB026000)

作者简介: 程超(1980—), 男, 博士生, 主要从事真实气体离心压缩机性能改进和试验研究.

引用格式: 程超, 秦国良, 张家忠, 等. 扩压器对基本级性能的影响[J]. 航空动力学报, 2017, 32(1): 248-256. CHENG Chao, QIN Guoliang, ZHANG Jiazhong, et al. Influence of diffuser on basic stage performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(1): 248-256.

在离心压缩机中,叶轮与扩压器是最重要的两大增压部件,叶轮的作用是吸入气流,通过旋转做功将外部能量传递给气流,使气体压力提高,同时叶轮出口气流具有较高的速度,这部分动能需要在扩压器中继续转化为压力能.对于工业用离心压缩机,叶轮出口气流速度能达到近 300 m/s,而通过高效扩压器后气流速度能降低到 100 m/s 左右,巨大的动能向压力能转换,要求扩压器能很好的满足这种转换要求.因此,在离心压缩机中,扩压器的作用非常明显,设计良好的扩压器通过与叶轮相匹配,不仅能有效提高离心压缩机的效率和压比,而且能扩大压缩机的工作裕度,提升压缩机的稳定性.

扩压器主要包含无叶扩压器和叶片扩压器两类.对于无叶扩压器,传统的研究,如 Dubitsky 等^[1]提出无叶扩压器两区模型理论,解决了从扩压器入口到出口气流的完整性问题. Aalborg 等^[2]研究了在多级离心压缩机中如何减小扩压器尺寸而性能保持不变. Anish 等^[3]对离心压缩机 4 种扩压器型式与叶轮匹配进行了数值模拟,分别是无叶扩压器、叶片扩压器、低稠度叶片扩压器、部分叶片扩压器,寻找 D_3/D_2 的最佳值. YANG 等^[4]通过数值计算比较了平行壁和收缩壁无叶扩压器的性能.高丽敏等^[5-6]分别通过数值计算方法和实验测量的方式对无叶扩压器和叶片扩压器内部流动进行了研究和分析. 刘海青等^[7]采用数值计算方法对某带无叶扩压器的离心压缩机进行了性能分析和失稳分析. 对于叶片扩压器, Reddy 等^[8]研究了在低稠度叶片扩压器中,叶轮宽度对压缩机性能的影响. Ziegler 等^[9-10]利用试验和数值计算两种研究手段分析了叶轮和楔型结构扩压器的相互作用. Jongsik 等^[11-13]对 NACA65 系列的翼型扩压器分别作了不同稠度和不同安装角度的数值计算分析,寻找最佳稠度和最佳安装角. Gaetani 等^[14-15]对叶轮和扩压器的耦合影响,尤其是近喘振点、最高效率点、近阻塞点的耦合特性进行了试验研究. Gallier 等^[16]对叶片扩压器内的流场进行了 PIV 测量. Khalfallah 等^[17]对叶轮-无叶段-叶片扩压器-涡壳的相互影响进行了研究. 舒信伟等^[18]对带分流叶片的离心叶轮与叶片扩压器的耦合进行了数值研究,试图寻找级性能最佳的分流叶片位置等等.

综上所述,研究扩压器对离心压缩机基本级的性能影响工作并不完整,并且多数情况下都是采用数值模拟的方式进行研究,缺乏试验证实,对

利用扩压器提升基本级实际性能的指导性作用有待增强.

带无叶扩压器的基本级具有宽广的运行范围,带叶片扩压器的基本级具有较高的效率和更大的扩压能力,两者在工业应用中都得到了广泛应用,本文通过数值计算和试验对比分析,细致的研究了某工业应用的离心压缩机中同一个叶轮分别与无叶扩压器及不同进口安装角度的单圆弧叶片扩压器匹配后对基本级性能的影响,以揭示出叶轮和单圆弧叶片扩压器匹配对基本级的性能影响规律,为后续利用扩压器提升基本级实际性能打下基础.

1 研究对象

研究对象为某工业应用中单轴多级离心压缩机的某中间级经过模化为叶轮出口直径 $D_2=400$ mm 的基本级,该基本级中叶轮为闭式结构,采用后加载的三元流非直纹面叶型,扩压器宽度与叶轮出口宽度一致,叶片扩压器为单圆弧型,回流器为二维叶型,气动参数和各主要部件的结构参数见表 1 所示. 表中 B_2 为叶轮出口宽度, D_5 为回流器进口直径. 无叶扩压器和叶片扩压器进出口直径相同.

扩压度 R_{df} 计算公式为

$$R_{df} = D_4 \sin \beta_{4a} / (D_3 \sin \beta_{3a})$$

式中 D_3 为扩压器进口直径, D_4 为扩压器出口直径, β_{3a} 为扩压器进口安装角, β_{4a} 为扩压器出口安装角.

通过一维设计可知在该气动参数下叶片扩压器进口安装角度为 24° 时无冲角,效率最高,此时出口角度为 38° , 本文通过固定叶片扩压器出口安装角,改变叶片扩压器进口安装角,分别对 5 种带不同

表 1 基本级主要参数
Table 1 Main parameters of basic stage

参数	数值
进口流量/(m^3/min)	243.5
进口总压/Pa	94 500
进口总温/ $^\circ\text{C}$	30
转速/(r/min)	15 500
D_2/mm	400
B_2/D_2	0.075
叶轮叶片数	16
D_5/D_2	1.5
回流器叶片数	20

进口角度叶片扩压器的基本级性能进行了数值计算和试验测试. 表 2 和表 3 为叶片扩压器参数, 图 1 为该 5 种不同进口安装角的叶片扩压器外形图.

表 2 叶片扩压器主要参数

Table 2 Main parameters of vaned diffuser

参数	数值
D_3/D_2	1.14
D_4/D_2	1.5
扩压器叶片数	24

表 3 5 种不同进口安装角叶片扩压器的结构参数

Table 3 Vaned diffuser structure parameters of five different entrance installation angles

参数	设计点				
	A_1	A_2	A_0	A_3	A_4
进口安装角/(°)	19	21	24	27	29
出口安装角/(°)	38	38	38	38	38
扩压度 R_{df}	2.49	2.26	2	1.78	1.67

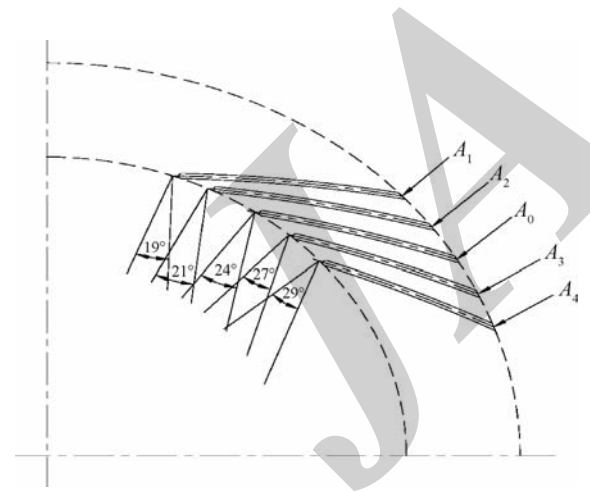


图 1 5 种不同进口安装角的叶片扩压器外形图
Fig. 1 Vaned diffuser contour map of five different entrance installation angles

2 数值计算设定

数值计算采用商业流体流动计算软件 Numeca. 由于叶轮机械有周期性, 对叶轮流道、扩压器流道、回流器流道进行单通道求解. 所有流道采用 Autogrid 划分网格, 最后在 IGG 里进行网格设置. 保证壁面第 1 层网格高度不变, 带无叶扩压器的基本级总网格数为 50 万、80 万、120 万、180 万, 带叶片扩压器的基本级总网格数为 60 万、100

万、160 万、220 万时, 数值模拟结果如图 2 所示, 带无叶扩压器的基本级总网格数为 120 万以上时, 带叶片扩压器的基本级总网格数为 160 万以上时, 级的压比与效率不随网格数发生变化, 最终带无叶扩压器的基本级选取 120 万网格数、带叶片扩压器的基本级选取 160 万网格数进行数值模拟求解计算. 所有网格均为六面体结构化网格以提高求解精度.

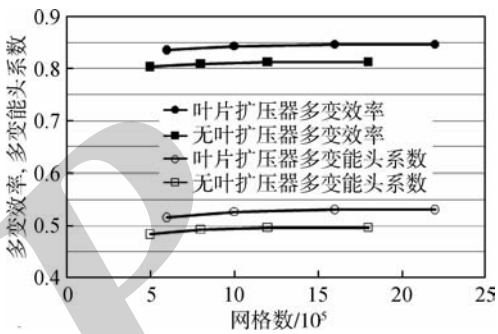


图 2 网格无关性计算
Fig. 2 Calculation of grid independence

湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型, 空间差分采用中心差分格式, 进口边界条件为在叶轮进口 0 # 截面处给定总压、总温及流动方向, 出口边界条件为回流器出口 6 # 截面处给定质量流量, 进口边界和出口边界均进行了一定的延伸, 以满足均匀边界条件的设定要求, 动/静交接面采用周向平均法进行相关物理量的传递, 最后利用 Euranus 求解器求解三维定常 Navier-Stokes 方程组.

三维视图如图 3 所示. 所有的收敛计算中近边界层的 Y^+ 均小于 10, 收敛残差均小于 10^{-5} , 表明数值求解的收敛值结果准确.

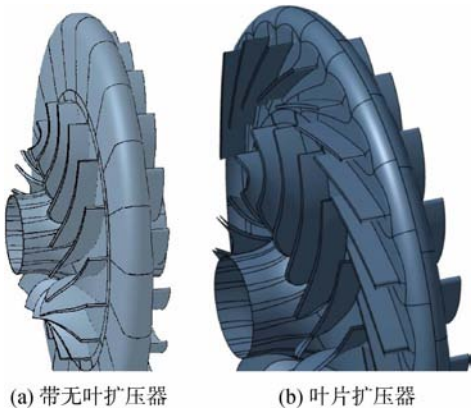


图 3 带无叶扩压器和叶片扩压器的基本级三维视图
Fig. 3 Three-dimension view of basic stage with vaneless diffuser and vaned diffuser

3 试验台位介绍

性能试验采用开式进出气试验方法,试验介质为空气.试验流程如图 4 所示:进口管道装有喷嘴测量流量,出气管道装有蝶阀调节流量.几个特征截面如下图所示:7#为空气过滤器前截面;5#为喷嘴前截面;3#为风室截面;1#为进口管道截面;0#为叶轮进口截面;6#为回流器截面;8#为出口管道截面.压缩机台位的放大二维视图如图 5 所示,基本级为轴向进气,性能测点布置在进口管道和基本级的 6#回流器截面处.

测试采用的仪器仪表均经检定,其精度符合 ASME PTC-10 标准规定,利用基于 Labview 软件开发的数据自动化采集系统采集主要参数.压力的测量精度为±0.15%,温度计的测量精度为±0.5℃,喷嘴压差的测量精度为±0.075%,转速的测量精度为±1r/min.

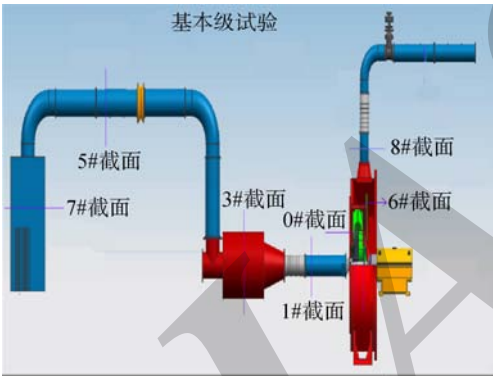


图 4 基本级开式试验流程图

Fig. 4 Open test flow chart of basic stage

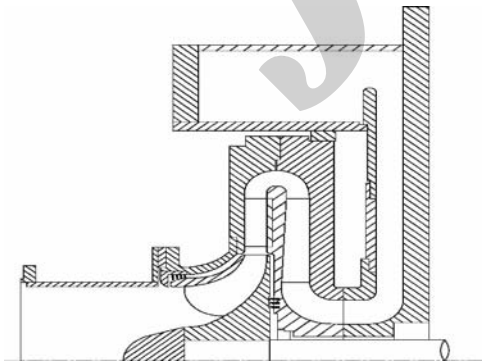


图 5 压缩机台位剖视图

Fig. 5 Sectional view of compressor test rig

4 结果分析

4.1 带无叶扩压器的基本级分析

设计点性能的数值计算和试验结果对比如表

4 所示,整个运行范围内的性能曲线对比如图 6、图 7 所示.其中流量系数 ϕ 的定义为 $Q_{in}/(\pi D_2^2 U_2/4)$.

从表 4、图 6 和图 7 可以看出:试验测试结果的最高效率点流量系数比数值计算偏小 13.8%,试验测试结果的最高效率值比数值计算偏低 2.0%,试验测试结果的最高效率点多变能头系数比数值计算偏高 6.4%.在最高效率点左侧即小流量区,数值计算结果与试验结果偏差较小,在最高效率点右侧即大流量区,两者有较大偏差.其中大流量区多变能头系数的最大偏差 4.5%,效率的最大偏差 9.6%,由于数值计算未考虑实际泄漏对性能的影响,因此数值计算结果比实验结果偏高.

为了比较该基本级在近端振点、设计点、近阻塞点 3 种工况的内部流动特性,将这 3 种工况的流线分布进行了整理,如图 8~图 10 所示.

表 4 设计点的对比
Table 4 Comparison of design point

参数	数值计算	试验测试结果
流量系数	0.109	0.094
多变效率	0.812	0.796
多变能头系数	0.471	0.501

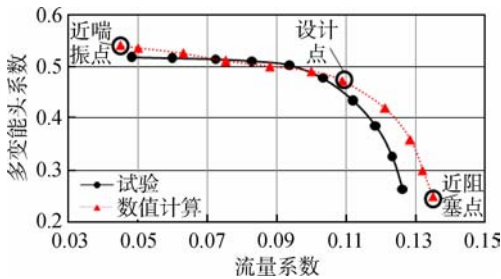


图 6 流量系数-多变能头系数曲线

Fig. 6 Curves of flow coefficient-polytropic energy head coefficient

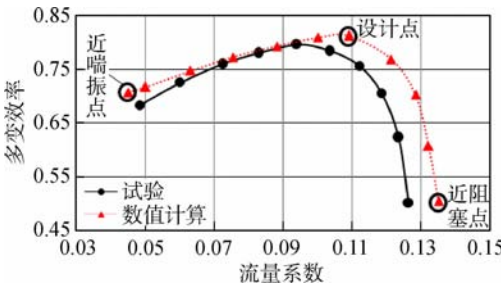
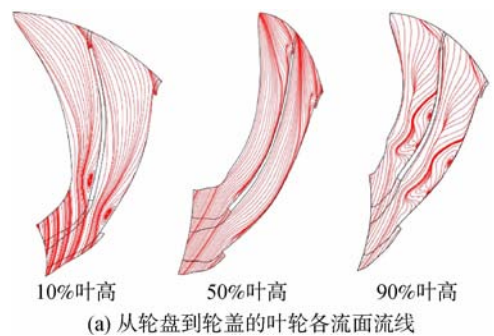
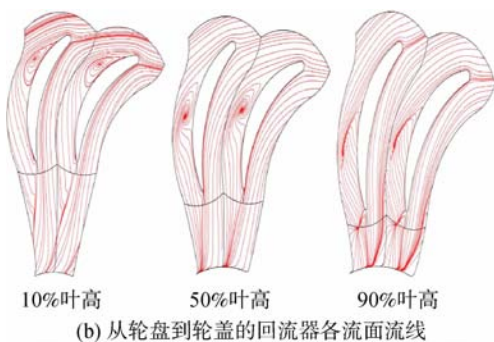


图 7 流量系数-多变效率曲线

Fig. 7 Curves of flow coefficient-polytropic efficiency



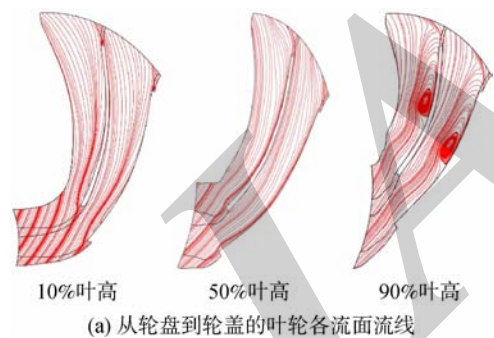
(a) 从轮盘到轮盖的叶轮各流面流线



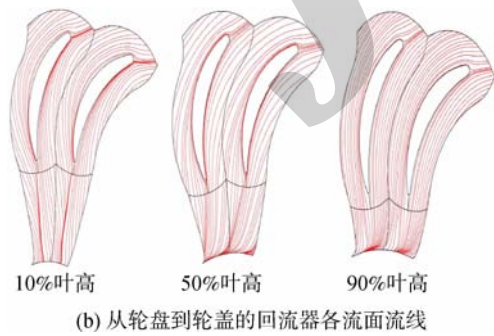
(b) 从轮盘到轮盖的回流器各流面流线

图 8 近喘振点内流分布

Fig. 8 Inner flow distribution at near surge point



(a) 从轮盘到轮盖的叶轮各流面流线

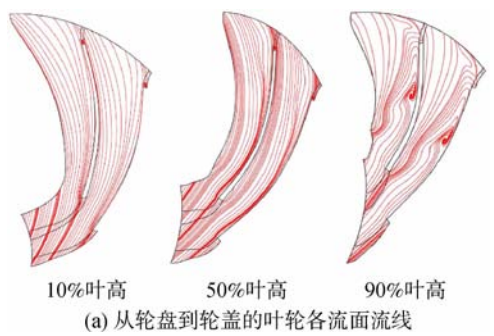


(b) 从轮盘到轮盖的回流器各流面流线

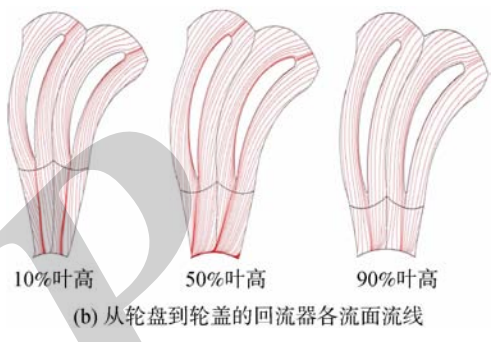
图 9 设计点内流分布

Fig. 9 Inner flow distribution at design point

从图 8 可以看到,对于近喘振点,从轮盘到轮盖 10%叶高处叶轮进口有较大冲角,导致进口叶片吸力面的前缘有低速涡流产生,尽管后续流动在展向进行了掺混,但是该恶劣流动状况并没有得到较大改善,并对无叶扩压器和回流器产生了不



(a) 从轮盘到轮盖的叶轮各流面流线



(b) 从轮盘到轮盖的回流器各流面流线

图 10 近阻塞点内流分布

Fig. 10 Inner flow distribution at near choke point

利影响.从轮盘到轮盖 50%叶高处叶轮内部的流动比较均匀.从轮盘到轮盖 90%叶高处叶轮内部主流速度较低,气流受到吸力面和压力面的影响较大,有较强烈的二次流产生,在叶轮叶片上表示为两个小涡流产生,扰乱了主流,降低了级的多变效率.气流在 10%叶高、50%叶高、90%叶高的回流器叶片背弧处有冲角引起的涡流损失,只不过涡流的强度在减弱,涡产生的位置也由前缘向回流器叶片中部和尾缘处延伸.

从图 9 可以看到,对于设计点,从轮盘到轮盖的流线很均匀,在叶轮内部、扩压器和回流器内都没有流动分离现象,展示出了良好的流动特性.从轮盘到轮盖 90%叶高处叶轮内部主流速度较低,叶片吸力面和压力面的压差引发二次流,在叶片吸力面中部有一个低速涡流产生.

从图 10 可以看到,对于近阻塞点,从轮盘到轮盖 10%叶高和 50%叶高处叶轮内部的流线很均匀,90%叶高处叶轮内部有很明显的二次流,对主流有较大影响,而在回流器内部气流流动状态较好.由于大流量带来了主流速度的增加,因此对气流的分离有一定的抑制,但是由于速度增大,相对应的摩擦阻力损失增大,导致了基本级多变效率下降很快.

4.2 带叶片扩压器的基本级分析

整个运行范围内的性能曲线对比如图 11、图

12 所示,设计工况性能的数值计算结果、试验测试结果分别如表 5 和表 6 所示,非设计工况的试验测试结果如表 7 所示.图 13~图 15 为基本级(叶轮与叶片扩压器匹配)的内流分布数值计算图.

喘振裕度为 $1.0 - \phi_{\text{surge}}/\phi_{\text{opt}}$;阻塞裕度为 $\phi_{\text{choke}} \cdot \phi_{\text{opt}} - 1.0$.

从图 11、图 12 可以看出,无论是数值模拟还是试验测试, A_2 的性能曲线都属于最佳.

表 5 设计工况性能(数值计算结果)

参数	设计点				
	A_1	A_2	A_0	A_3	A_4
流量系数	0.095	0.096	0.101	0.107	0.109
多变效率	0.824	0.852	0.834	0.822	0.813
多变能头系数	0.516	0.535	0.529	0.495	0.48

表 6 设计工况性能(试验测试结果)

参数	设计点				
	A_1	A_2	A_0	A_3	A_4
流量系数	0.091	0.092	0.092	0.094	0.096
多变效率	0.814	0.833	0.813	0.808	0.805
多变能头系数	0.524	0.540	0.517	0.517	0.506

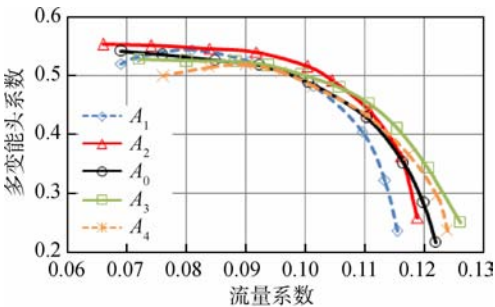
表 7 非设计工况性能(试验测试结果)

参数	设计点				
	A_1	A_2	A_0	A_3	A_4
喘振裕度	0.238	0.281	0.252	0.232	0.207
阻塞裕度	0.275	0.295	0.321	0.344	0.291

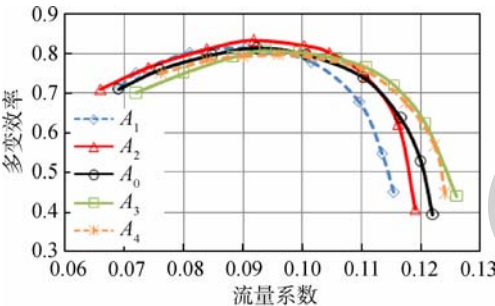
从表 5~表 7 可以看出:

就设计点而言,5 种扩压器中 A_2 的试测多变效率最高,比设计值 A_0 高 2.46%, A_2 的试测多变能头系数高,比设计值 A_0 高 4.45%.表明通过减小扩压器设计进口安装角为 3°,即提升扩压度 12.5%时,可以使得基本级的多变效率和多变能头系数都处于最佳值.

就设计点而言,减小扩压器设计进口安装角,最高效率点的流量系数略有减少,但是基本级多变效率和多变能头系数会得到提升. A_1 为减小扩压器设计进口安装角最大达 5°,即提升扩压度最大为 25%的极限工况,该工况下最高效率点的流量系数比 A_0 小 1.09%,最高效率值比 A_0 高

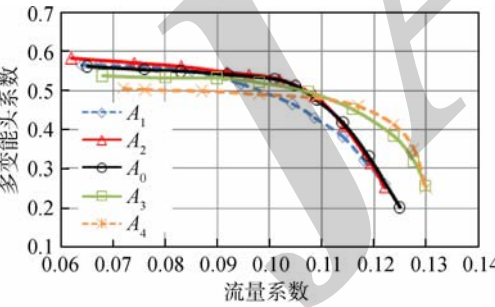


(a) 流量系数-多变能头系数曲线

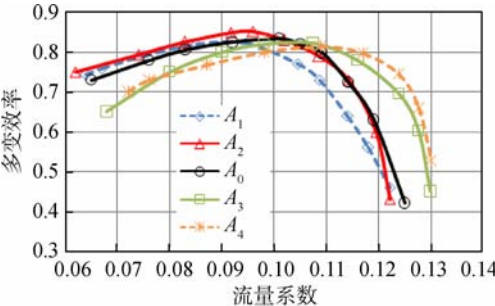


(b) 流量系数-多变效率曲线

图 11 整个运行工况内试验性能曲线比较
Fig. 11 Comparison of test performance



(a) 流量系数-多变能头系数曲线



(b) 流量系数-多变效率曲线

图 12 整个运行工况内数值计算性能曲线比较
Fig. 12 Comparison of numerical calculation performance

0.12%，多变能头系数比 A_0 高 1.35%。

就设计点而言，增大扩压器设计进口安装角，最高效率点的流量系数略有增大，但是基本级多变效率和多变能头系数有所降低。 A_4 为增大扩压器设计进口安装角最大达 5° ，即减小扩压度最大为 17.5% 的极限工况，该工况下最高效率点的流量系数比 A_0 大 4.35%，最高效率值比 A_0 低 0.98%，多变能头系数比 A_0 低 2.13%。

就非设计点而言， A_1 的喘振裕度比 A_0 小 5.56%， A_2 的喘振裕度比 A_0 大 11.5%， A_3 的喘振裕度比 A_0 小 7.94%， A_4 的喘振裕度比 A_0 小 17.9%，所有工况中只有 A_2 的喘振裕度最大，由于本次测试的阻塞点受限于管网阻力，并不是实际的机组阻塞点，因此阻塞裕度不予以评估。从上述喘振裕度的计算结果可以看出，叶片扩压器进口安装角减小可以增大喘振裕度，进而扩大机组稳定运行范围。

从表 5 和表 6 可以看出，数值计算结果和试验测量结果的趋势保持一致，但是结果有一定偏差，对于设计工况 A_0 ，试测最高效率点的流量系数比数值计算偏小 8.91%，试测最高效率点的多变能头系数比数值计算偏小 2.27%，试测最高效率值比数值计算偏小 2.52%。对于最佳工况 A_2 ，试测最高效率点的流量系数比数值计算偏小 4.17%，试测最高效率点的多变能头系数比数值计算偏大 0.93%，试测最高效率值比数值计算偏小 2.23%。由于数值计算未考虑实际泄漏对性能的影响，因此数值计算结果比试验测量结果偏高。

对于设计进口安装角 A_0 、最佳进口安装角 A_2 两种工况，从轮盘到轮盖 10%，50%，90% 叶高处取了 3 个截面，详细查看这些截面的内部流动，数值计算的内部流动情况如图 13~图 15 所示，可以看出流动的部分规律。

从图 13~图 15 的流线上看，在 10% 叶高处，此处靠近轮盘，气流速度较低，气流流动受边界层影响较大， A_2 、 A_0 的叶轮叶片吸力面靠近进口有低速涡流区存在，通过展向掺混后该低速涡流区对后续叶轮中的气流流动影响不大，仅局限在进口很小的范围。气流从叶片扩压器进口至出口，由于 A_2 的扩压度比 A_0 要大，因此 A_2 在叶片扩压器的背部有少量分离，该分离涡旋对主气流有一定的阻塞，通过展向掺混后影响了去回流器的气流方向，但是回流器叶片为钝头结构，对冲角不敏感，气流在回流器中流动状态良好。

在 50% 叶高处，该区域为气流的主流区， A_2 ，

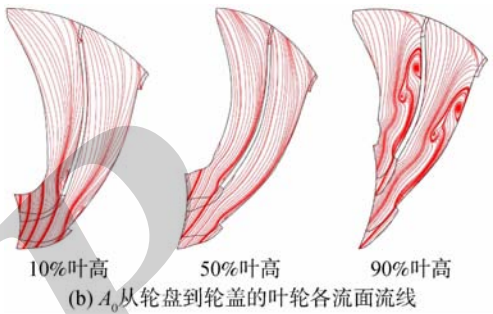
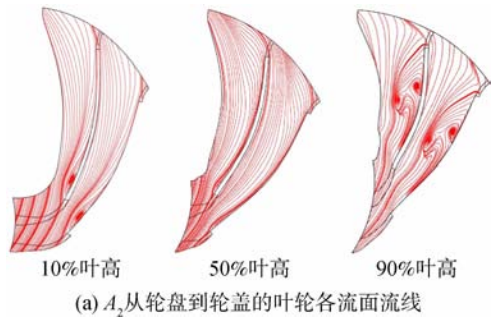


图 13 叶轮内流分布
Fig. 13 Inner flow distribution of impeller

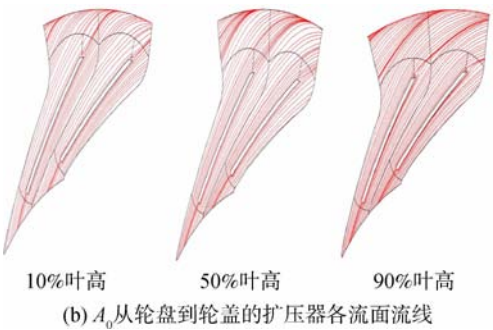
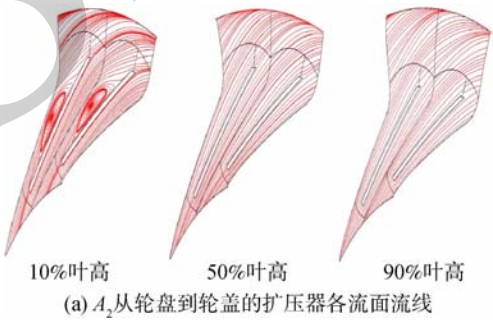


图 14 叶片扩压器内流分布
Fig. 14 Inner flow distribution of vaned diffuser

A_0 的流动状态都很优良。
在 90% 叶高处，此处靠近轮盖，气流速度较低，气流流动受边界层影响较大，同时受到叶轮叶片压力面和吸力面压差的影响，在叶轮内的流线呈现出了明显的二次流状况，产生了两个相互影

表 8 带无叶扩压器与叶片扩压器的基本级性能比较
Table 8 Comparison of stage performance with vaneless diffuser and vaned diffuser

参数	无叶扩压器 (基准)	叶片扩压器提升百分比/%	
		A_2	A_0
流量系数	0.094	-2.0	-1.5
多变效率	0.796	4.65	2.17
多变能头系数	0.501	7.78	3.27

5 结 论

本文通过数值计算和试验分析,细致地研究了同一个叶轮分别与无叶扩压器及不同进口安装角度的叶片扩压器匹配后对基本级性能的影响,得出如下几点结论:

1) 对于带无叶扩压器的基本级,近喘振点的叶轮叶片进口、叶轮叶片出口、回流叶片背面都有低速涡流区产生,而设计点和近阻塞点并没有明显的涡流产生,表明流量增大对主流区的涡产生有一定的抑制作用.对于近阻塞点,气流分离有一定的抑制,但是由于速度增大,相对应的摩擦阻力损失增大,导致了基本级多变效率下降很快.

2) 对于带叶片扩压器的基本级,随着进口安装角减小,扩压度增大,最高效率点的流量系数略有减少,基本级多变效率和多变能头系数会达到最佳值,然后多变效率和多变能头系数呈下降趋势,进口安装角减小的极限值为 5° 左右.

3) 对于带叶片扩压器的基本级,叶片扩压器随着进口安装角增大,扩压度减小,最高效率点的流量系数略有增大,但是基本级多变效率和多变能头系数有所降低.

4) 对于单圆弧叶片扩压器设计,在一维设计结果的基础上可进一步优化,在出口安装角不变的情况下,可以通过调整扩压器进口安装角(比设计值降低 $2^\circ \sim 4^\circ$)或适当增大扩压度(10%~15%)来提升多变效率、提升多变能头系数、扩大机组稳定运行范围,最终达到提升整体性能的目的.

参考文献:

[1] Dubitsky O, Japikse D. Vaneless diffuser advanced model [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 125-128.
[2] Aalburg C, Simpson A, Schmitz M B, et al. Design and testing of multistage centrifugal compressors with small diffusion ratios [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134

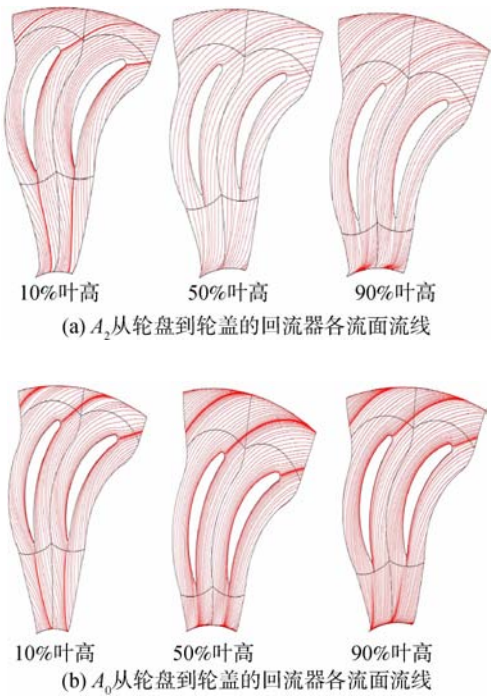


图 15 回流器内流分布

Fig. 15 Inner flow distribution of backflow part

响的低能涡区,流动较紊乱, A_2 、 A_0 都出现了气流失稳现象.

从 A_2 、 A_0 的流动来看, A_0 为设计进口安装角,在从叶轮、扩压器到回流器的各部件中流动状态较好,最佳进口安装角 A_2 由于扩压度大,而在扩压器背部产生了分离,但是这些分离仅发生在近轮盘处,对主流影响不大,而且也没有产生明显的冲角损失,由于扩压度大使得气流在扩压器内部将更多的动能转换成压力能,减少了摩擦损失,因此相比下,扩压带来的正面影响超过了冲角、分离等负面影响,使得 A_2 的整体性能偏高.但是如果通过进一步降低扩压器进口安装角来提升扩压度,则扩压引起的气流分离并不能得到有效控制,进而对主流产生较大影响,从而降低基本级的性能,所以减小扩压器进口安装角时,控制极限角度为 5° 是比较合理的.

4.3 无叶与叶片扩压器的基本级性能比较

将 A_0 、 A_2 带叶片扩压器的基本级与带无叶扩压器的基本级性能进行了试验数据分析对比,结果见表 8 所示.与无叶扩压器相比,叶片扩压器的高效点偏小流量,以 A_2 为例,试验确定的叶片扩压器的高效点偏小流量 2.0%,多变效率提高 4.65%,多变能头系数提高 7.78%,表明叶片扩压器通过缩短气体流动距离,减少摩擦损失,能有效的提高压缩机效率和做功能力.

- (4):1667-1676.
- [3] Anish S, Sitaram N. Computational investigation of impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor with different types of diffusers[J]. *Journal of Power and Energy*, 2009, 223(2):167-178.
- [4] YANG Ce, ZHANG Dianzuo, MA Chaochen. Investigation into the interaction of centrifugal compressor impeller and vaneless diffuser[J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2006, 15(3):273-277.
- [5] 高丽敏, 刘波, 王欢. 无叶扩压器对离心压缩机流场及性能影响的数值研究[J]. *中国机械工程*, 2008, 19(17):2098-2102.
- GAO Limin, LIU Bo, WANG Huan. Numerical investigation of the influence of vaneless diffusers on the flow and performance of a centrifugal compressor[J]. *Journal of China Mechanical Engineering*, 2008, 19(17):2098-2102. (in Chinese)
- [6] 高丽敏, 席光, 王尚锦, 等. 用热线风速仪测量叶轮后叶片扩压器流场[J]. *工程热物理学报*, 2005, 26(4):599-601.
- GAO Limin, XI Guang, WANG Shangjin, et al. Experimental investigation on a vaned diffuser flowfield behind a centrifugal impeller using constant temperature anemometer[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2005, 26(4):599-601. (in Chinese)
- [7] 刘海清, 张宏武, 高闯. 某带无叶扩压器的离心压缩机内部流动特性与稳定性分析[J]. *风机技术*, 2013(4):17-22.
- LIU Haiqing, ZHANG Hongwu, GAO Chuang. Analysis of flow field and stability in a centrifugal compressor with vaneless diffuser[J]. *Compressor Blower and Fan Technology*, 2013(4):17-22. (in Chinese)
- [8] Reddy T C, Murty G V, Prasad M V, et al. Experimental studies on the effect of impeller width on centrifugal compressor stage performance with low solidity vaned diffusers[J]. *Journal of Power and Energy*, 2007, 221(4):519-533.
- [9] Ziegler K U, Gallus H E, Niehuis R. A study on impeller-diffuser interaction: Part I influence on the performance [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1):173-182.
- [10] Ziegler K U, Gallus H E, Niehuis R. A study on impeller-diffuser interaction: Part II detailed flow analysis [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1):183-192.
- [11] Jongsik O, Agrawal G L. Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor: Part I influence of vane solidity [R]. ASME Paper 2007-GT-27260, 2007.
- [12] Jongsik O, Buckley C W, Agrawal G L, et al. Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor: Part I influence of vane stagger [R]. ASME Paper 2008-GT-50178, 2008.
- [13] Jongsik O, Buckley C W, Agrawal G L, et al. Numerical investigation of low solidity vaned diffuser performance in a high-pressure centrifugal compressor: Part III tandem vanes [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(6):061025.1-061025.8.
- [14] Gaetani P, Persico G, Mora A, et al. Impeller-vaned diffuser interaction in a centrifugal compressor at off design conditions [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(6):061034.1-061034.9.
- [15] Gaetani P, Persico G, Mora A, et al. Impeller-vaned diffuser interaction in a centrifugal compressor at the best efficiency point [R]. ASME Paper 2011-GT-46223, 2011.
- [16] Gallier K, Lawless P B, Fleeter S. Particle image velocimetry characterization of high-speed centrifugal compressor impeller-diffuser interaction [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2010, 26(4):784-789.
- [17] Khalfallah S, Ghenaiet A. Analyses of impeller-vaneless-diffuser-scroll interactions in a radial compressor [J]. *Journal of Power and Energy*, 2010, 224(6):851-867.
- [18] 舒信伟, 陈婷. 分流叶片位置对离心压缩机级内部流动和性能影响的数值研究[J]. *流体机械*, 2015, 43(9):31-35.
- SHU Xinwei, CHEN Ting. Numerical investigation of the influence of the splitter position on the flowfield and performance of a centrifugal compressor stage [J]. *Journal of Fluid Machinery*, 2015, 43(9):31-35. (in Chinese)

(编辑:叶青)