

CAES 系统离心压缩机设计及优化

梁奇, 左志涛, 陈海生, 谭春青

(中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190)

摘要: 对压缩空气储能系统中低压离心段第一级叶轮和扩压器进行气动设计和优化, 结果表明: 叶轮设计点效率 93.1%, 总压比 4.1, 气动性能良好; 设计 5 种无叶扩压器和 3 种有叶扩压器, 均达到设计要求; 有叶扩压器的扩压效果优于无叶扩压器, 流动损失小, 出口气流更加均匀; 出口半径相同时, 叶栅型扩压器气动性能优于楔型、翼型和无叶型。

关键词: 压缩空气储能; 离心压缩机; 叶轮; 扩压器; 气动设计; 优化

中图分类号: TK478.8⁺2 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.014

引言

电力储能系统通过一定介质存储电能, 在需要时将所存能量释放发电。发展电力储能系统是可再生能源大规模利用的迫切需要, 也是提高常规电力系统效率、安全性和经济性的有效途径, 同时还是智能电网和分布式能源系统的关键技术。其中, CAES (压缩空气储能) 系统具有大容量和长时间电能存储等优点, 适合大规模运行^[1-2]。

目前, 常用的压缩机有容积式、轴流和离心 3 种, 容积式压缩机适用于高压比、小流量区域, 但尺寸大, 运行周期短; 轴流压缩机进气量大, 但单级压比不高、结构复杂; 离心压缩机单级压比高, 结构简单, 进气量相对较大, 但不宜获得较高压比。

根据 CAES 系统的特性, 需要选用高效率、大流量、高压比和宽负荷的压缩机, 为此可以采用组合式压缩机, 在体积流量大的低压段采用离心压缩机, 在体积流量小的高压段采用活塞压缩机。因此, 开展储能用离心压缩机的设计及优化是很有必要的。

根据系统的要求, 低压段离心压缩系统总压比 100, 设计流量 10 kg/s, 根据省功原则进行压比分配^[3], 考虑进口轮缘马赫数、临界轴径和经验数值等^[4-5], 对转速和轴径进行优化选取。

本研究主要对第一级叶轮和扩压器进行气动设计和优化, 设计压比、流量和转速分别为 3.75、10 kg/s 和 15 500 r/min, 进口总压 1 bar, 进口总温 293 K; 设计点等熵效率大于 85%, 工作裕度大于 20%, 喘振裕度大于 15%。此处, OM(工作裕度) 定义为:

$$OM = \left(\frac{m_c - m_s}{m_d} \right) \times 100\% \quad (1)$$

SM(喘振裕度) 定义为:

$$SM = \left(\frac{\pi_s^* m_d}{\pi_d^* m_s} - 1 \right) \times 100\% \quad (2)$$

式中: π_s^* 、 m_s —近失速点工况总压比和流量; π_d^* 、 m_d —设计点工况总压比和流量, m_c —近堵塞点工况流量。

1 叶轮设计

1.1 设计方法

利用 Concepts NREC 软件对离心压缩机进行气动设计, 首先设计叶轮, 之后在叶轮的基础上设计扩压器。根据设计任务, 考虑到扩压器中的总压损失, 将叶轮的设计压比 π 提高 5%, 取 $\pi = 3.94$ 。

具体设计流程如图 1 所示。根据设计任务, 在 Compal(离心/斜流压气机设计点及非设计点平均流线性预测程序) 模块中进行一维计算, 之后采用 Axcent(三维流道、叶片几何设计、快速交互式流场分析和通流计算程序) 模块对叶片进行三维造型, 利用流线曲率法计算叶片载荷, 通过分析初步确定子午面流道和叶片角分布。将几何数据输出, 在 NUMECA 软件中进行三维流场数值模拟, 并对结果进行分析; 根据分析的结果返回到 Axcent 中修改叶型或流道, 直到获得满意结果为止。

收稿日期: 2014-04-13; 修订日期: 2014-05-13

基金项目: 国家 863 项目(2013AA050801); 国家国际科技合作专项(2014DFA60600); 北京市自然科学基金(3122033)

作者简介: 梁奇(1989-), 男, 山东聊城人, 中国科学院工程热物理研究所硕士研究生。

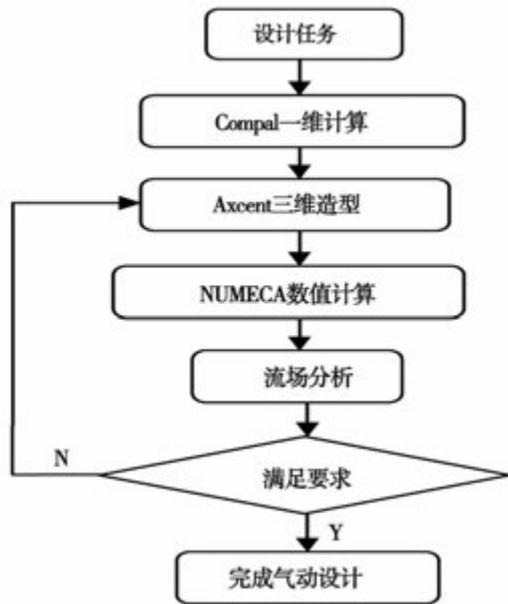


图1 设计流程图

Fig.1 Design flow chart

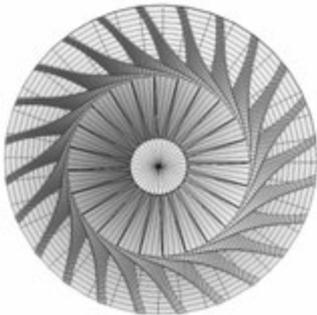


图2 叶轮3D图

Fig.2 Impeller 3D drawing

1.2 叶轮几何参数

在叶轮的设计过程中,需要考虑多个因素的影响,如流道曲率、叶片角分布、载荷分布等。子午流道曲率主要影响子午平均速度的分布,进而改变速度三角形,图3为子午流道示意图。图4为叶片在子午流道内的几何参数分布图,包括叶片角、厚度、包角和倾斜角,其中叶片角和速度三角形相关,厚度关系到通流面积,包角与流程和摩擦损失有关,而出口倾斜角影响效率和裕度^[6]。

依图1设计流程经过多次计算后,叶轮最终的几何参数如表1所示,图2为叶轮3D图。

1.3 数值模拟结果

利用 NUMECA 软件对叶轮进行数值模拟,利用 IGG/AutoGrid 对其划分网格,网格总数约为 40 万,

叶顶间隙为 0.3 mm,使用蝶形网格,周向、展向和流向均满足多重网格要求。求解中工质采用实际气体,比热容、热传导率和动力黏度均随温度变化,入口为轴向进气,进口给定总温总压,出口给定质量流量,壁面采用绝热无滑移条件,转动部件不包括下游的无叶扩压器。当进出口流量误差小于 0.5%,残差达到 10^{-6} 时,认为计算收敛。

表1 叶轮几何参数

Tab.1 Geometrical parameters of the impeller

参数	数值
叶片数 Z	24
入口轮盘半径 r_h /mm	50
入口轮盘半径 r_s /mm	160
前缘叶片角 $\beta_s / (^\circ)$	-57
入口倾斜角 $Lean_1 / (^\circ)$	0
出口半径 r_2 /mm	275.3 mm
出口叶高 b_2 /mm	22.8
出口叶片角 $\beta_2 / (^\circ)$	-30
出口倾斜角 $Lean_2 / (^\circ)$	30
叶轮轴向长度 L_{ax} /mm	215.2

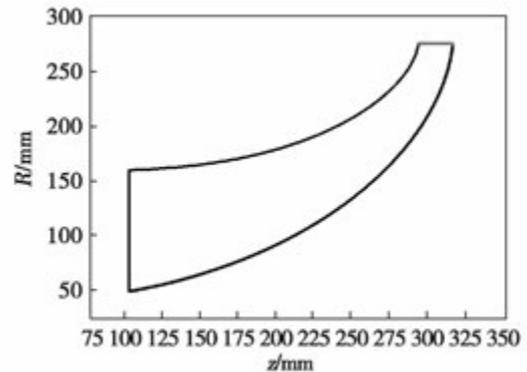
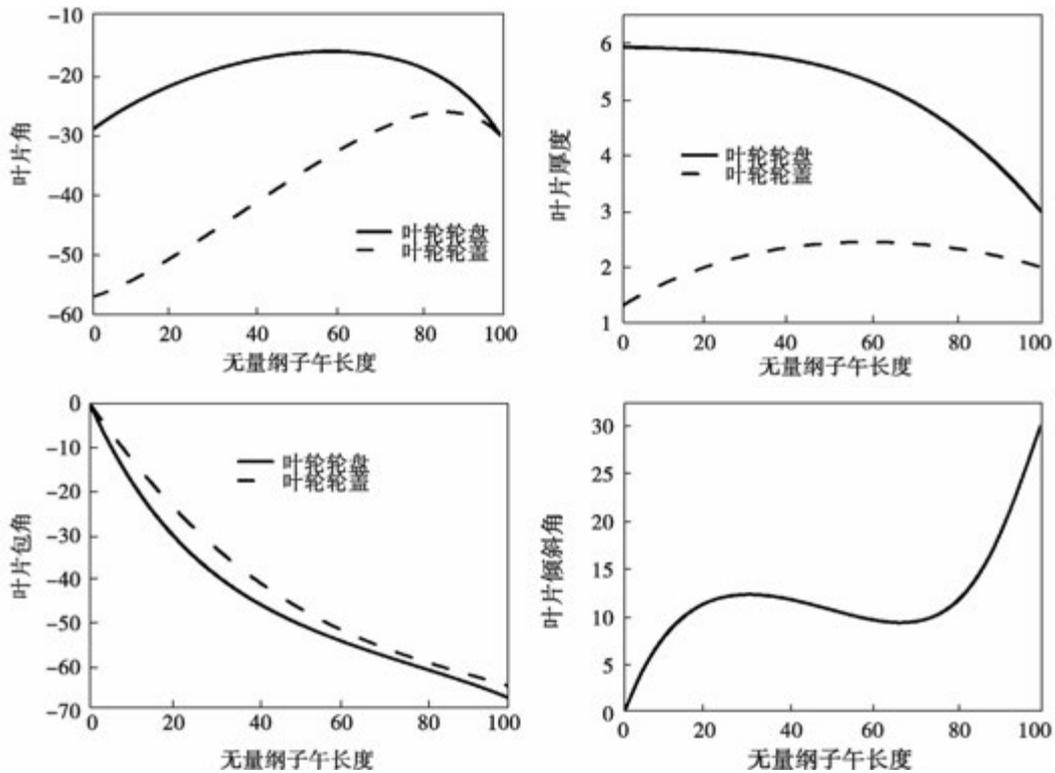


图3 子午流道示意图

Fig.3 Diagrammatic drawing of meridional channel

图5为不同转速下叶轮的性能曲线,转速范围为 $(0.7 - 1.1) N_d$ (设计转速),可以看出,设计转速下叶轮的流量范围为 8 - 11.5 kg/s,最大效率点在设计点附近;设计点效率为 93.1%,压比为 4.1;不同转速下,大部分工况点,叶轮效率在 90% 以上;随着转速的降低,稳定工作区域和最大效率均有所提高。

图6为子午相对马赫数分布和流线图,可以看出叶轮通道内不存在大的回流区域,通流能力良好;离心叶轮前缘存在局部的加速,对气流的加载特性较为理想,并未造成很大的流动分离;低能量流体主要集中在轮盘和轮盖侧,尾迹区范围较小。



(上: 叶片角和厚度, 下: 包角和倾斜角)

图 4 叶片参数沿流程分布图

Fig.4 Blade parameters by flow distribution diagram(upper: Blade angle and thickness, lower: Wrap and lean angle)

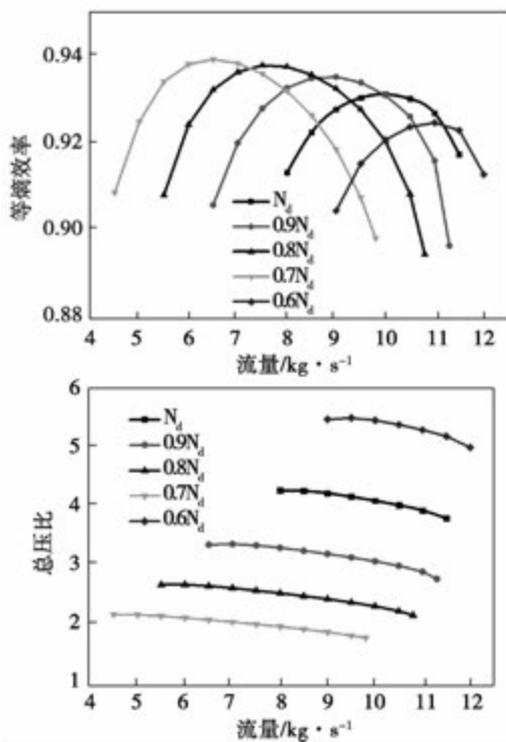


图 5 不同转速下叶轮性能曲线

Fig.5 Impeller performance curve under different rotating speeds

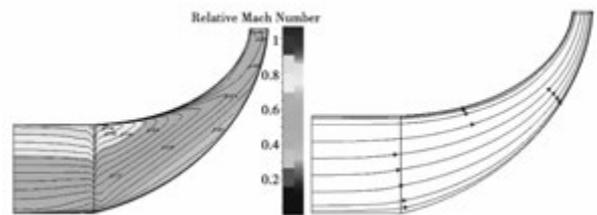


图 6 子午相对马赫数分布和流线图

Fig.6 Meridian relating Mach number distribution and streamline chart

图 7 分别为 10%、50% 和 90% 叶高处叶片表面静压分布, 可以看出叶片的载荷分布较为合理。在叶片前缘处压力突变几乎上下对称, 说明来流方向和叶片安装角符合较好, 不存在较大的进气攻角。在叶片前缘和尾缘之间, 相同的叶高截面处, 叶片载荷逐渐增加; 在相同轴向位置处, 压力面和吸力面为叶根到叶顶负载逐渐增大, 这样的载荷分布与各个位置处叶片的做功能力相匹配。

图 8 分别为 10%、50% 和 90% 叶高处相对马赫数变化, 可以看出近轮盘处出口区域存在着局部加速, 加速的主要原因是二次流的发展; 近轮盖处前缘

局部加速,相对马赫数超过 1,但未形成很强的激波;流场内不存在很大的流动分离,且尾迹区范围较小,叶轮内部流通情况良好。

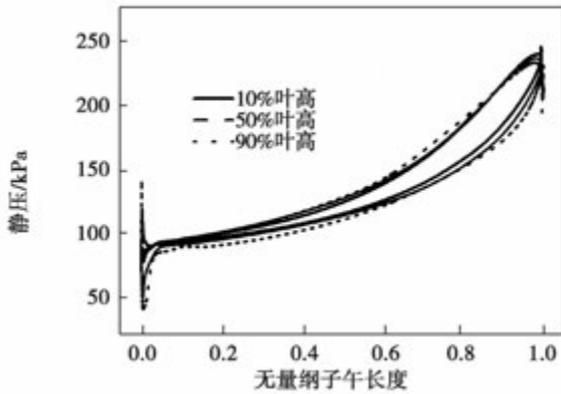
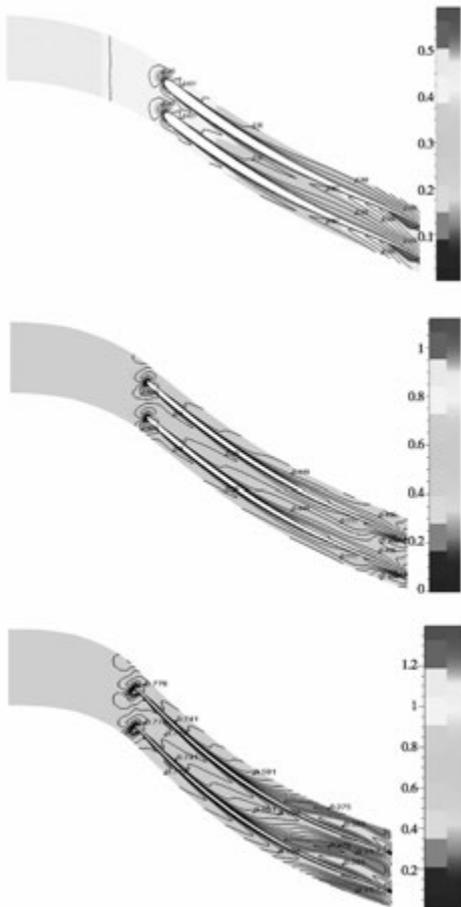


图7 不同叶高叶表静压分布
Fig.7 Static pressure distribution of blade surface under different blade heights



(上:10%叶高;中:50%叶高;下:90%叶高)
图8 不同叶高处相对马赫数分布
Fig.8 Relative Mach number distribution in different blade heights

图9为叶轮出口绝对马赫数和流动角分布(与周向的夹角),可以看出叶轮出口绝对马赫数在0.9以上,在轮盖侧接近1,有利于扩压器的设计;流动角主要集中在65°-75°之间,在轮盘和轮盖侧较大,但并未达到90°,说明不存在很大的回流。

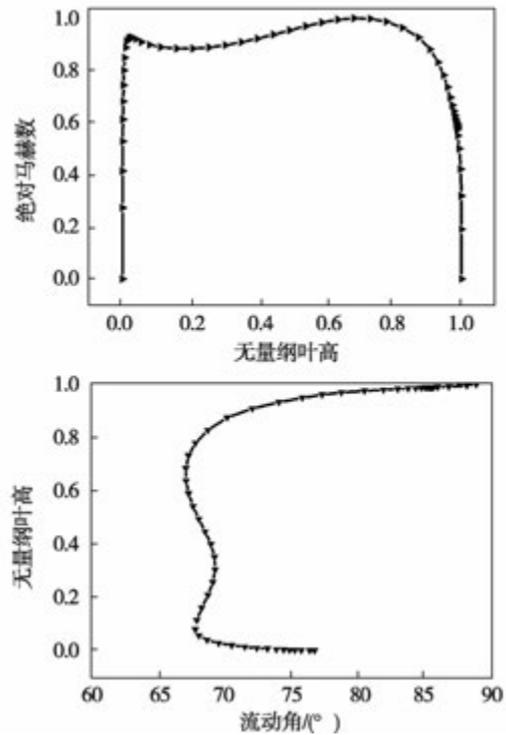


图9 叶轮出口绝对马赫数和流动角分布
Fig.9 Absolute Mach number and flow angle distribution in the outlet of the impeller

2 扩压器设计

气体离开叶轮后还有很高的速度,对径向直叶片叶轮,这部分动能几乎占叶轮耗功的一半;而对于后弯叶轮,则占25% - 40%左右^[7],因此为了充分利用气体动能实现增压,就需要使用扩压器来减速增压。根据扩压器的型式,本研究共设计5种无叶扩压器和3种有叶扩压器。

2.1 无叶扩压器

无叶扩压器结构简单,稳定工况范围较宽,但流动路径较长,摩擦损失大,效率比较低;通过半径比的增加来提高压力,设计参数包括进口宽度 b_3 、出口宽度 b_4 和半径比 r_4/r_3 。

取 $b_3 = 22.75$ 、 $r_3 = 275.3$ 、 $r_4 = 370$ mm,设计如图10所示的5种型式无叶扩压器,分别为等宽度、

等面积、前收缩、后收缩和双边收缩 3 种,根据文献 [8],取 $r_{pinch}/r_3 = 1.1$, r_{pinch} 为无叶扩压器收缩后半半径。

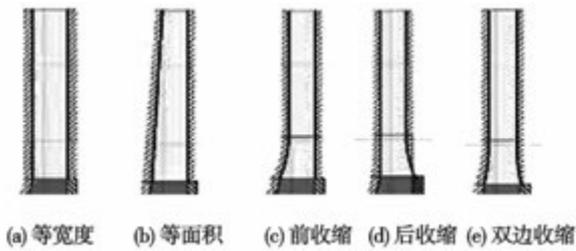


图 10 5 种无叶扩压器子午示意图

Fig. 10 Meridian schematic drawing of 5 kinds of vaneless diffusers

图 11 为设计转速下不同无叶扩压器性能曲线,可以看出,5 种无叶扩压器喘振流量基本相同,但收缩型堵塞流量有所增加,达到 11.5 kg/s,且工作裕度内效率和压比相对于另两种均增大;在 5 种无叶扩压器中双边收缩具有最高的效率,后收缩具有最高的压比,等宽度效率和压比均最低,相对比双边收缩具有最好的气动性能;双边收缩流量范围 8.0 - 11.5 kg/s,工作裕度 35%,喘振裕度 28.3%,设计点效率 86.5%,总压比 3.79,满足设计要求。

2.2 有叶扩压器

有叶扩压器流道短,流动损失比较小,效率较高,但稳定工况范围比较窄,设计参数包括进口宽度 b_3 、出口宽度 b_4 、进出口半径 r_3 和 r_4 、叶片进出口几何角 α_3 和 α_4 、叶片数 Z 和叶型。

有叶扩压器叶型选用楔形、翼型和叶栅型 3 种,几何参数如表 2 所示。

表 2 有叶扩压器几何参数

Tab.2 Vane diffuser geometry parameters

几何参数	楔形	翼型	叶栅型
叶片数 Z / -	23	23	23
进口宽度 b_3 /mm	21.6	21.6	21.6
出口宽度 b_4 /mm	21.6	21.6	21.6
进口半径 r_3 /mm	289.1	289.1	300
出口半径 r_4 /mm	361.4	361.4	350
进口几何角 α_3 /($^\circ$)	71.1	70	73.3
出口几何角 α_4 /($^\circ$)	49.2	55	54.7
出口无叶宽度 b_5 /mm	21.6	21.6	21.6
出口无叶半径 r_5 /mm	370	370	370

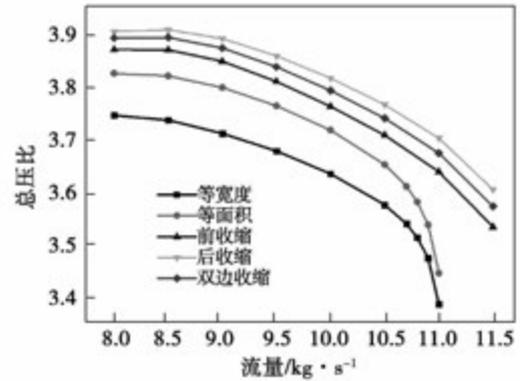
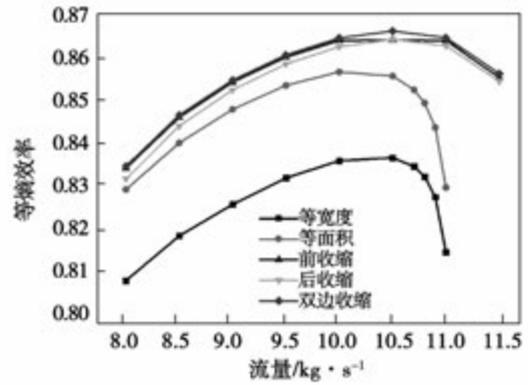


图 11 设计转速下不同无叶扩压器性能曲线

Fig. 11 Performance characteristic curve of different vaneless diffusers in design RPM

图 12 为设计转速下不同有叶扩压器性能曲线,可以看出,楔形扩压器流量范围 8.5 - 11 kg/s,工作裕度 25%,喘振裕度 18.2%,设计点效率 87.4%,总压比 3.81,满足设计要求;翼型扩压器流量范围 8.5 - 11.3 kg/s,工作裕度 28%,喘振裕度 18.0%,设计点效率 85.8%,总压比 3.74,总压比未达到设计要求;扩压器流量范围 8.5 - 11.7 kg/s,工作裕度 32%,喘振裕度 16.1%,设计点效率 87.0%,总压比 3.77,满足设计要求。

2.3 翼型扩压器优化

由于翼型扩压器在设计点总压比未达到设计要求,且效率相对较低,采用 Design3D^[9] 对翼型扩压器进行优化,优化目标为提高等熵效率,并保持总压比不小于 3.75;优化对象为扩压器叶片轮盘和轮盖处 β 角(相对速度和圆周速度反方向的夹角)分布。

图 13 为优化前后性能对比图,可以看出,优化后设计点效率 86.4%,增加 0.7%;总压比 3.77,提高 0.8%;喘振流量变化不大,但堵塞流量减小,工作裕度 24.4%,减小 2.6%;喘振裕度 16.6%,减小 1.4%。总的来说,优化后的翼型扩压器满足设计要求。

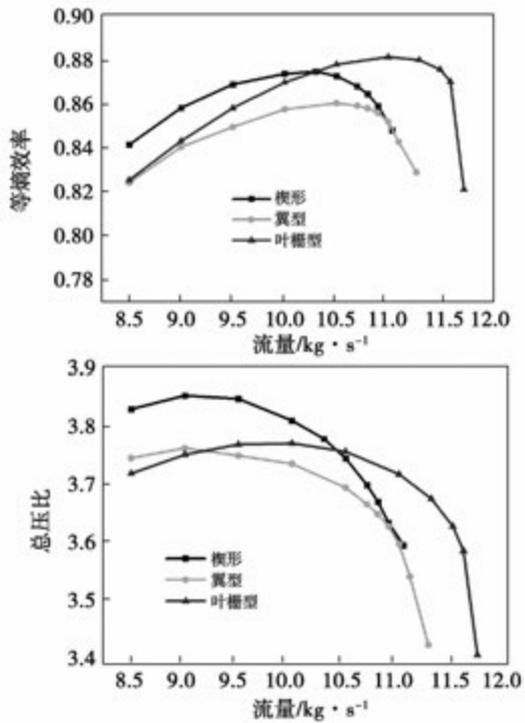


图12 设计转速下不同有叶扩压器性能曲线
 Fig. 12 Performance characteristic curve of different vane diffusers in design RPM

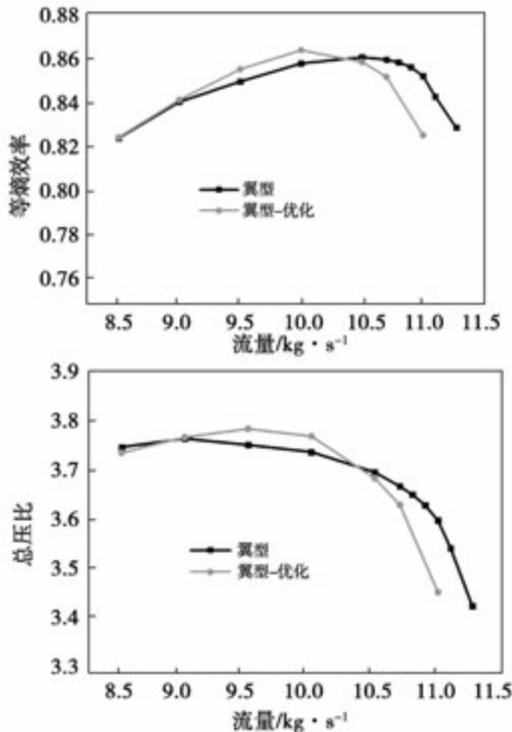


图13 优化前后性能对比图
 Fig. 13 Performance comparison diagram before and after optimization

图14为优化前后叶片 β 角分布,可以看出,优化前后,进口处轮盘叶片角基本不变,轮缘叶片角减小 3° 左右;优化后,出口处轮盘和轮盖叶片角相差不大,但均比优化前有所增大。这样可以减小叶片的弯曲程度,减弱流动分离,使得效率提高,通流情况增加。

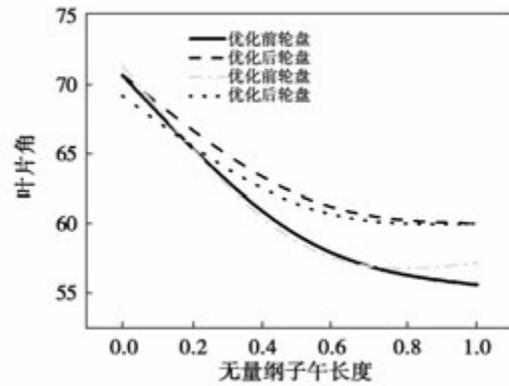
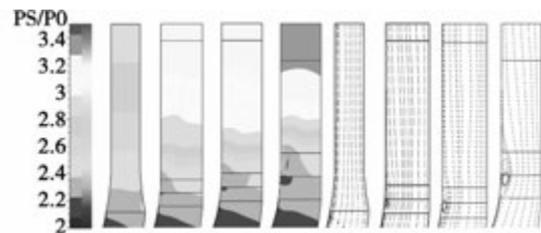


图14 优化前后叶片 β 角分布
 Fig. 14 Blade beta angle distribution before and after optimization

2.4 设计点性能对比

选取双边收缩、楔形、优化后翼型和扩压器在设计工况下进行流动对比分析,图15为子午静压比分布和流线图。明显看出,叶片扩压器出口静压高于无叶扩压器,扩压效果更好;扩压器出口静压最高,扩压效果最好;双边收缩扩压器可以提高进入扩压器的子午速度,避免过大的流动角,有效抑制回流区的产生;叶片扩压器由于叶片安装角和流动角的差异,在轮缘处存在一定程度的回流区,强度不是很大。



(左:无叶;中:楔形和翼型;右:叶栅型)
 图15 子午静压比分布和流线图

Fig. 15 Meridian static pressure ratio distribution and streamline chart

图16为4种扩压器进出口前后气流角沿叶高

的变化情况。进口处,无叶扩压器在 0-0.2 叶高处变化幅度较大,之后沿叶高变化幅度不大;楔形和翼型扩压器气流角沿叶高基本相同,比扩压器大,与叶片的进口位置有关;有叶扩压器在 0.8-1.0 叶高处气流角变化幅度较大,主要是由于该处存在回流区。出口处,有叶扩压器和无叶扩压器气流角差异更加明显,无叶扩压器中变化幅度最大;3 种有叶扩压器在 0-0.3 叶高处差异明显,翼型扩压器气流角变化幅度最均匀,有利于后置部件内的流动。

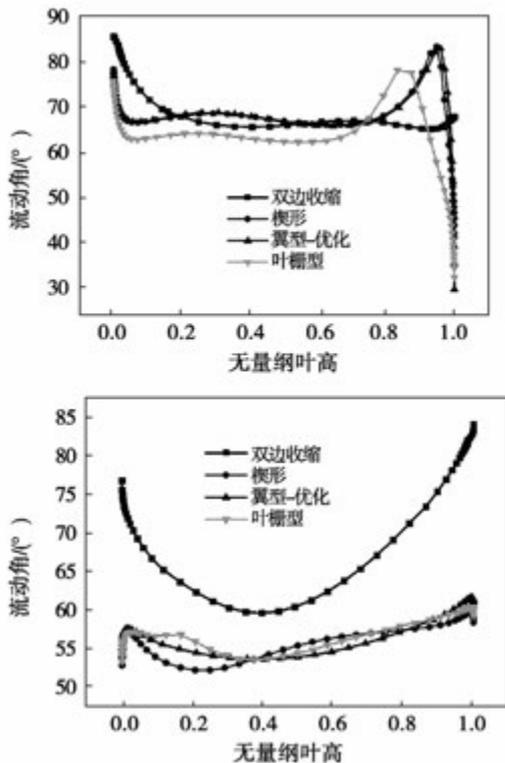
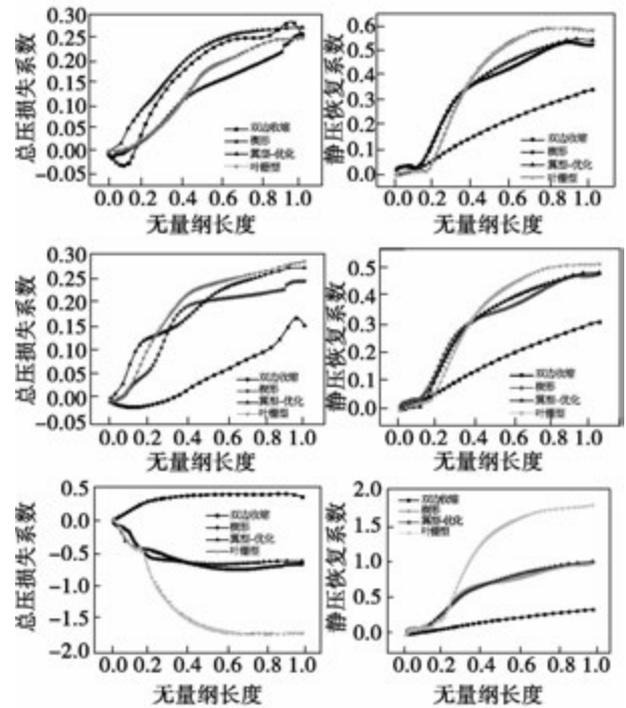


图 16 4 种扩压器进、出口绝对流动角沿叶高分布

Fig. 16 Blade height distribution of absolute flow angle spanwise of 4 kinds of diffuser in the inlet and the outlet

图 17 为扩压器通道 10%、50% 和 90% 叶高处总压损失系数 K_p 和静压恢复系数 C_p 沿流动方向叠合图。10% 叶高处,无叶扩压在前半段总压损失系数较小,之后逐渐增大,翼型扩压器最大,楔形扩压器在大部分流程内较小;有叶扩压器静压恢复系数在前半段接近,之后叶栅型增大幅度较大;有叶扩压器静压恢复系数远大于无叶扩压,扩压效果好。50% 叶高处,有叶扩压器的总压损失系数和静压恢复系数均大于无叶扩压,和 10% 叶高处接近;叶栅

型扩压器总压损失系数和静压恢复系数相对较大。90% 叶高处,由于有叶扩压器进口处的流动分离,导致低能流体和高能流体掺混,使得叶顶区域的总压提升,总压损失系数为负;静压恢复系数变化特征与其它叶高处相近,但数值整体提升;叶栅型扩压器静压恢复系数最大。



(上: 10% 叶高; 中: 50% 叶高; 下: 90% 叶高)

图 17 总压损失系数 K_p 和静压恢复系数 C_p 沿程叠合图

Fig. 17 Maps superimposed of total pressure loss coefficient K_p and static pressure recovery coefficient

总的来说,出口半径相同时,叶栅型扩压器气动性能优于楔形、翼型和无叶,可以改善离心压缩机的性能。

3 结 论

- (1) 设计转速下,叶轮的流量范围为 8-11.5 kg/s,设计点效率为 93.1%,压比为 4.1,气动性能良好;
- (2) 设计 5 种无叶扩压器和 3 种有叶扩压器,翼型扩压器经优化后,均达到设计要求;
- (3) 有叶扩压器的扩压效果优于无叶扩压器,

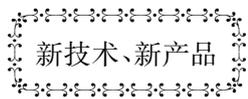
流动损失小,出口气流更加均匀,有利于后置部件的流动;

(4) 出口半径相同时,叶栅型扩压器气动性能优于楔形、翼型和无叶,可以改善离心压缩机的性能,用于其余各段扩压器的设计。

参考文献:

- [1] Haisheng Chen, Thang N C, Wei Yang, et al, Progress in electrical energy storage system – a critical review [J]. Progress in Natural Science, 2009, 19(3), 291 – 312.
- [2] 张新敬, 陈海生, 等. 压缩空气储能技术研究进展. 储能科学与技术, 2012, 1(1): 26 – 40.
ZHANG Xin-jing, CHEN Hai-sheng, et al, Research progress in compressed air energy storage system: A review [J]. Energy Storage Science and Technology, 2012, 1(1): 26 – 40.
- [3] 徐忠. 离心式压缩机原理 [M], 北京: 机械工业出版社, 1990.
XU Zhong. Principle of centrifugal compressor [M]. China, Machine Press, 1990.
- [4] C Xu. Design experience and considerations for centrifugal compressor development [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2007, 221 (G2): 273 – 287.
- [5] Van den Braembussche, R. Centrifugal compressors-one dimensional design [M]. Belgium: Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 1987.
- [6] Van den Braembussche, R. Centrifugal compressors analysis & design [J]. Belgium Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2007.
- [7] 孙志刚. 离心压气机内部流动特性与流场结构研究 [D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2011.
SUN Zhi-gang. Investigation on the Flow Features and Flowfield Structures of Centrifugal Compressors [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2011.
- [8] Japikse D. Centrifugal Compressor Design and Performance. Vermont: Concepts ETI, Inc.
- [9] 杨科. 基于 CFD 方法的叶轮机械优化设计理论与实例 [R]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2007.
YANG Ke. Turbomachinery Optimization and Design Based on CFD Technology: Theory and Practice [R]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2007.

(陈滨 编辑)



在蒸汽锅炉中再循环率连续测量的方法

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.015

据《Электрические станции》2013年9月刊报道,烟气再循环率与蒸汽负荷一样会显著影响蒸汽锅炉的经济性和生态效能参数。

操作简便的自动测量烟气再循环率方法是测量锅炉对流通道的受热面前后的烟气压力降。但这种方法不适用于所有类型的锅炉。

蒸汽锅炉中烟气再循环率的自动测量方法适用于俄罗斯产的大多数类型的蒸汽锅炉。

该方法基于直接测量出来的锅炉的蒸汽负荷和布置在再循环抽样前燃气通道区段上的烟气压力降,并利用锅炉气动力计算结果加工得到的数学模型。还可利用现代自动化工过程控制系统的技术设备实施该方法。

完成了被分析测量方法的计量学分析。

(吉桂明 摘译)

waste heat, organic Rankine cycle, thermodynamic performance, working medium

变稠度条件下跨音速压气机激波结构和流场性能的数值研究 = **Numerical Study of the Shock Wave Configuration and Performance of the Flow Field in a Transonic Compressor Under the Condition of a Variable Solidity** [刊, 汉] ZHENG Tan, QIANG Xiao-qing, TENG Jin-fang (College of Aeronautics and Astronautics, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 358 - 363

With a transonic compressor rotor in the software NASA Rotor 67 serving as the object of study, a quasi-two-dimensional and three-dimensional numerical method were used respectively to study the influence of the solidity on the shock wave configuration and performance of the flow field in the rotor cascade of a transonic compressor. The research results show that the solidity characteristics calculated by using the quasi-two-dimensional and three-dimensional numerical method are not fully identical. Under the current conditions for the research tasks, the quasi-two-dimensional calculation results cannot qualitatively reflect those obtained from the three-dimensional calculation and the complicated three-dimensional flow phenomena in the flow passages of the rotor of the compressor constitute an important cause for the difference between the calculation results obtained by using the two methods. **Key Words:** transonic compressor, solidity characteristics, shock wave configuration, flow field characteristics

CAES 系统离心压缩机设计及优化 = **Design and Optimization of a Centrifugal Compressor in a CAES (Compressed Air Energy Storage) system** [刊, 汉] LIANG Qi, ZUO Zhi-tao, CHEN Hai-sheng, TAN Chun-qing (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 364 - 371

An aerodynamic design and optimization were performed of the first-stage impeller and diffuser in the medium and low pressure centrifugal section of a compressed air energy storage system. It has been found that the efficiency of the impeller at its design point reaches 93.1% and the total pressure ratio is up to 4.1, thus, its aerodynamic performance is good. A total of five kinds of vaneless diffuser and three kinds of vaned diffuser were designed and they all met the design requirements. The diffusion effectiveness of the vaned diffuser is superior to that of the vaneless one. The former has a relatively small flow loss and a more uniform air flow at the outlet. When the radii at the outlet are identical, the aerodynamic performance of a cascade type diffuser is superior to those of a wedge, aerofoil and

vaneless diffuser. **Key Words:** compressed air energy storage, centrifugal compressor, impeller, diffuser, aerodynamic design, optimization

某除湿级叶片强度振动有限元分析 = **Finite Element Analysis of the Strength and Vibration of a Blade in a Wetness Removal Stage** [刊, 汉] LUO Jing, YUAN Qi, LIU Xin (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Beijing, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 372 - 377

With a blade of 139 mm high in a wetness removal stage serving as the object of study, established was a three-dimensional entity model and finite element one of a blade in a wetness removal stage and analyzed were the strength and vibration characteristics of the blade by making use of the finite element software Ansys. In this connection, the stress distribution, dynamic frequencies and corresponding vibration patterns of a single blade and group-forming blades under various operating conditions were obtained and in the meantime, a safety check was conducted of the strength and frequency of the blades according to the calculation results. The research results show that the methods adopted for calculating the strength and vibration can effectively simulate the real operating conditions of the blades, thus offering reference and underlying basis for checking strength and vibration of blades and contributing to the optimized design and safety check of the blades and their kind. **Key Words:** steam turbine, wetness removal stage blade, finite element analysis, strength and vibration

多台阶旋流燃烧器的湍流燃烧流场分析 = **Analysis of the Turbulent Flow Combustion Flow Field in a Multi-step Swirling Burner** [刊, 汉] ZENG Zhuo-xiong (College of Energy Source and Mechanical Engineering, Shanghai University Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 200090) , TIAN Jia-ying, XUE Feng, XU Yi-hua (College of Aircraft Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang, China, Post Code: 330063) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 378 - 385

A numerical simulation was performed of the non-premixed combustion flow in a three-dimensional multi-step methane swirling burner by using the Realizable $k - \varepsilon$ turbulent flow model and the influence of the number of steps, axial speed ratio, inlet temperature and swirling number etc. parameters on the hot-state turbulent flow field in the burner was analyzed. It has been found that increase the number of steps will make the total pressure loss to decline, to increase the axial speed ratio will force both combustion efficiency and overall temperature to drop and the