

压气机转子叶片叶尖流场的低速 模化设计

李艳开¹, 黄天豪¹, 孟德君², 苗雨露², 余文胜¹, 滕金芳¹

(1. 上海交通大学 航空航天学院, 上海 200240;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳航空发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 针对带进口导叶的高速压气机第1级转子叶片的叶尖流场进行了低速模化设计, 为后续的低速压气机叶尖流场损失和失速测试试验做了准备. 利用叶片造型和数值模拟方法, 以保证高、低速压气机转子叶片表面压力系数及叶片排进、出口主要气动参数分布相似为目标, 对高速原型压气机进行低速模化设计, 包括调整流道形状, 对叶型进行反复迭代, 并在进口导叶和1级转子叶片的造型设计上突破了几何相似的限制. 最后, 对高低速压气机的几何、气动参数和流场结构进行了全面的计算对比分析, 证明采用所提出的低速模化设计方法是成功的, 实现了在流量系数相同的情况下, 加工量因子和转子扩压因子分别为98.16%, 94.95%的相似度.

关 键 词: 压气机; 叶尖流场; 低速模化设计; 相似准则; 叶片造型

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Low-speed modeling design for tip flow field of compressor rotor blade

LI Yan-kai¹, HUANG Tian-hao¹, MENG De-jun²,
MIAO Yu-lu², YU Wen-sheng¹, TENG Jin-fang¹

(1. School of Aeronautics and Astronautics,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: A low-speed compressor is designed for tip flow field of first stage rotor in the high-speed compressor with an inlet guide vane. It was prepared for subsequent experiments of the low-speed compressor stall and blade tip flow loss. The design used blade design and numerical simulation methods to ensure similar distribution of blade surface pressure coefficient and blade inlet and outlet main aerodynamic parameters of high- and low-speed compressors. High-speed prototype compressor was taken as research object to design a low-speed compressor. It included adjustment of flow-path geometry, iterative design of blade profiles and breakthrough the limitation of the geometric similar principle for inlet guide vane and first-stage rotor blade design. Finally, the comparative analyzed of geometry, aerodynamic parameters and flow-field structure of high- and low-speed compressor proved that the low-speed modeling design is useful. This design guarantees the similarity of processing capacity factor and rotor diffuser factor is 98.16%, 94.95%, respectively, which is under the same flow coefficient.

收稿日期: 2013-09-09

基金项目: 国家自然科学基金(11202132)

作者简介: 李艳开(1988—), 男, 河南安阳人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

通讯作者: 滕金芳(1968—), 女, 辽宁丹东人, 研究员、博士生导师, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究. E-mail: tjf@sjtu.edu.cn

Key words: compressor; tip flow field; low-speed modeling design; similarity principle; blade design

高压压气机的气动设计是航空发动机的关键技术之一,其强烈依赖于研究者对压气机内部流动情况的清晰认识.由于高压压气机具有转速高、叶片较短、叶排之间的轴向间隙小等特点,不便于对其内部流场结构进行细致的试验测量.目前CFD在模拟内部存在二次流、端壁附面层及叶尖泄漏涡等复杂流动现象的压气机时,模拟精度存在较大的局限性^[1];Denton^[2]指出CFD计算中最容易产生误差的量是叶片通道损失、压气机效率和失速裕度;由于通用的湍流模型和转捩模型近年不太可能实现,目前来看CFD计算仍不能作为替代试验测量手段的方法.因此,压气机的试验必不可少.

美国、英国和法国等国外发动机科研机构在压气机放大尺寸的低速模化试验方面取得了很多成果.其中GE公司的4级低速研究用压气机试验台(LSRC)建台时间早,试验叶片多,为GE公司军、民用发动机的发展做出了大量贡献^[3].美国GE公司的Wisler等^[4-6]总结了利用低速试验来提高压气机性能的思路和低速模化设计的方法步骤. Robinson^[7]在4级低速试验台上对端壁区域的叶型设计进行了相关研究. Lyes等^[8-9]、Gallimore等^[10-11]先后利用低速试验台进行了叶片弯、掠技术的研究. Mailach等^[12-13]通过低速试验详细研究了转子排周期性的非定常流场现象. Lange等^[14]在4级低速试验台上进行悬臂式静叶和带冠静叶不同静叶轮毂间隙及不同流量研究.

国内在压气机低速模化设计领域也进行了一些相关研究.任润昌等^[15]研究了压气机模化设计过程中,展弦比、静叶围带、叶高及相对厚度等四方面不遵循几何相似条件时对压气机性能的影响.朱年国等^[16]在考虑叶栅中特有几何参数影响的情况下,用解析方法推导出高压压气机叶栅的高速模型和低速模型的相似变换准则.王志强等^[17-18]对某型高压压气机第4级进行了低速模化设计并进行了试验研究,证明所设计的低速模化试验除叶尖区域外可以较好地反映高速被模拟级的流动特征.压气机低速模化设计的一个难点就是叶尖区域的流场结构模拟,目前国内在此方面鲜有研究报道.因此,本文将利用叶片造型和数值模拟方法,通过对比分析高、低速压气机叶片表面

压力系数及叶片排进出口主要气动参数和分布,完成压气机转子叶片叶尖流场的低速模化设计.

1 模化设计相似准则

压气机模化设计的目标是要保证要研究的高低速压气机内部流场特性相似,因此模化设计要遵循叶轮机相似准则;在雷诺数进入自模化区后,几何相似、速度三角形相似和马赫数相等.但高、低速压气机模化设计破坏了动力相似中的马赫数相等,为了保证高、低速压气机叶片有相似的边界层和损失区,就必须做到叶片表面压力系数相似.

压气机的几何参数和气动参数复杂且相互影响,为了保证高低速两种情况下压气机内部的流动特性相似,需要合理确定这些参数在高速原型与低速模型之间的相似关系.本文低速压气机设计中采用的相似准则详见表1.在保证高速原型压气机(下文简称高速压气机)与低速压气机无量纲几何及气动参数尽量相同的前提下,以叶片表面压力系数分布相似为主要判据进行低速压气机的模化设计,最终实现高、低速压气机的流场相似.

表1 相似准则
Table 1 Similarity principle

几何参数	气动参数
稠度	速度三角形
展弦比	流量系数
轮毂比	压升系数
叶尖间隙/叶片高度	加工量因子
轴向间距/弦长	扩压因子
积叠规律	叶片表面压力系数

2 低速压气机模化设计

2.1 高速压气机

本文低速压气机模化设计的原型选取图1所示压气机的进口导叶及第1级转子叶片,气动设计点对应于该高速压气机特性线上的指定工况点,转子处于亚声速流动状态.图1中IGV, R1和S1分别代表压气机进口导叶、第1级转子及第1

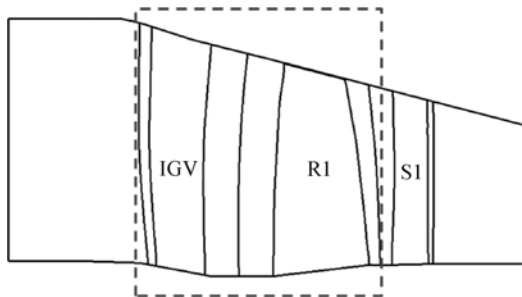


图1 低速压气机设计对象

Fig. 1 Low-speed compressor design object

级静叶。

2.2 总体方案设计

为了充分利用现有的试验条件,将低速压气机的内、外径分别定为 210, 300 mm, 保证高、低速压气机进口轮毂比一致;低速压气机设计转速取为 3 000 r/min, 相较于高速压气机设计转速为 10 800 r/min 有较大幅度下降。高、低速压气机的叶片数并未保证严格相等, 在尽可能保证稠度、展弦比相同的情况下, 略微减小转子叶片数, 同时增大叶片弦长, 保证低速压气机的雷诺数处于自模化区域, 提高模化设计的准确性。表 2 中给出了高、低速压气机总体结构参数的详细对比, 其中弦长以高速压气机转子为基准进行了无量纲化处理。

表2 高、低速压气机总体结构参数对比

Table 2 Comparison of geometric parameters between high- and low-speed compressors

参数	高速压气机		低速压气机	
	导叶	转子	导叶	转子
叶片数	0.2	0.18	0.2	0.16
稠度(中径)	0.0045	0.0066	0.0044	0.0066
展弦比(中径)	0.0126	0.0068	0.0124	0.0066
轴向间距/转叶弦长/%		51.75		50.47
叶顶尖隙/前缘叶高/%		0.3		0.3
(热态)				

注: 其中对部分参数进行了无量纲化处理。

2.3 叶型和流道设计

2.3.1 进口导叶设计

进口导叶的设计目标是为了给下游转子提供合适的进口条件, 保证低速压气机的转子进口相

对气流角与其高速压气机设计点一致, 从而保证“相似准则”中速度三角形的相似。

由于高速压气机中导叶的气流转折角过大, 若以其为基础叶型应用到低速情况下, 会产生严重的流动分离现象, 无法为下游转子提供相应的气流角, 因此利用软件 NUMECA 中的 Auto-blade 叶片造型模块对进口导叶进行了重新设计, 采用攻角工作范围大的涡轮叶型, 以高速压气机转子进口相对气流角作为设计目标, 进行反复的设计及迭代计算直到得到满足要求的进口导叶叶型。最终设计得到的进口导叶由 3 个截面(0% 叶高、50% 叶高、100% 叶高) 基元级叶型采用尾缘积叠形式积叠而成, 如图 2 所示, 其中 YZ 轴坐标是以 100% 叶高截面为基准的无量纲化参数。(注: 下文 Y 表示周向方向, Z 表示轴向方向)

图 3 给出了高、低速压气机转子进口相对气

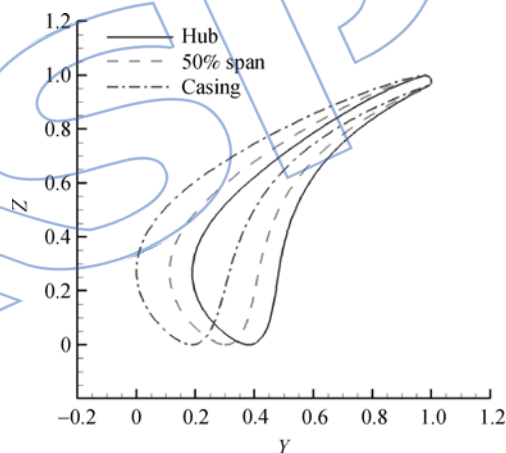


图2 进口导叶各截面叶型

Fig. 2 Inlet guide vane blade profiles of each section

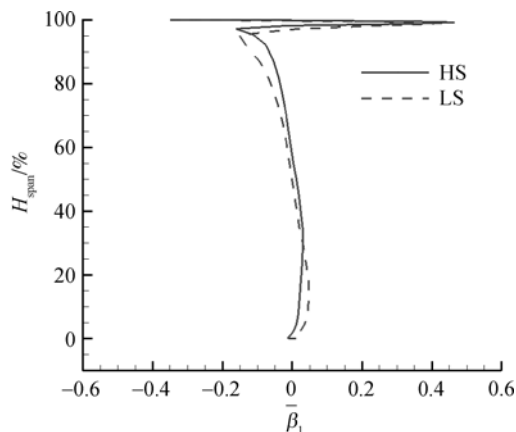


图3 高、低速压气机转子进口相对气流角对比

Fig. 3 Comparison of relative flow angle at rotor inlet between high- and low-speed compressors

流角沿径向分布的对比(下文中 HS 和 LS 分别代表高速及低速压气机, $\bar{\beta}_1$ 代表无量纲化的进口相对气流角, H_{span} 表示沿径向的百分比叶高). 可见高、低速压气机两种情况下, 转子进口相对气流角基本吻合, 设计的低速压气机进口导叶满足模化设计的要求, 给下游转子创造的来流条件是合适的.

2.3.2 流道及转子设计

在对低速压气机流道进行设计的过程中, 通过研究发现, 流道形式的变化对叶片表面压力系数这一相似判据的影响是不可忽略的, 流道的锥度大小直接影响转子表面压力系数沿弦长方向的分布. 图 4 给出了低速压气机流道机匣锥角 α 分别为 0° , 15° 和 20° 时, 转子 50% 叶高及 95% 叶高处表面压力系数与高速压气机的分布对比(图中

纵坐标 C_p 代表叶片表面压力系数). 由图中可以看到, 当机匣锥角(α)为 0° 和 15° 时低速压气机叶片表面压力系数沿弦长方向逐渐大于高速压气机叶片表面压力系数, 这种差异在靠近机匣端壁区域更加明显; 随着机匣锥角的增加, 这种差异逐渐减小, 在锥角为 20° 时高、低速压气机叶片表面压力系数基本重合.

由于本文主要以叶片表面压力系数是否相似作为考察高、低速压气机叶尖附近端区流场结构相似性的判断标准, 因此最终将流道形式设计为与高速压气机类似的收缩型流道, 将机匣锥角确定为 20° 以确保表面压力系数吻合. 图 5 中示出了低速压气机子午面流道形式.

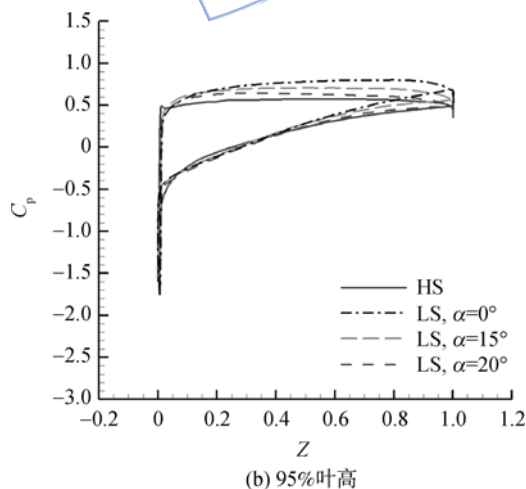
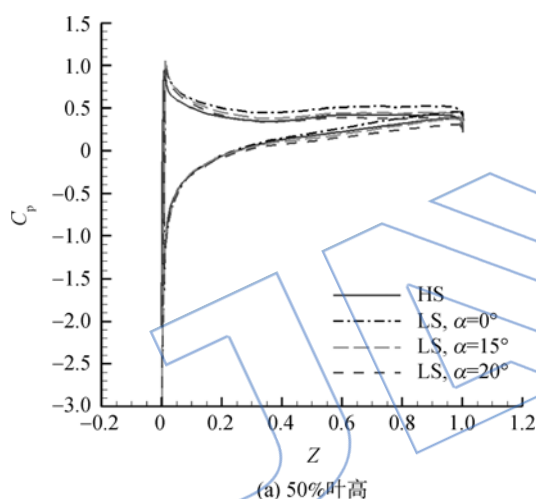


图 4 不同流道形式下表面压力系数对比

Fig. 4 Comparison of rotor blade surface pressure coefficient with different flow-path geometries

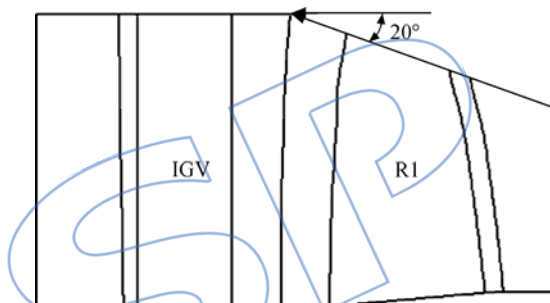


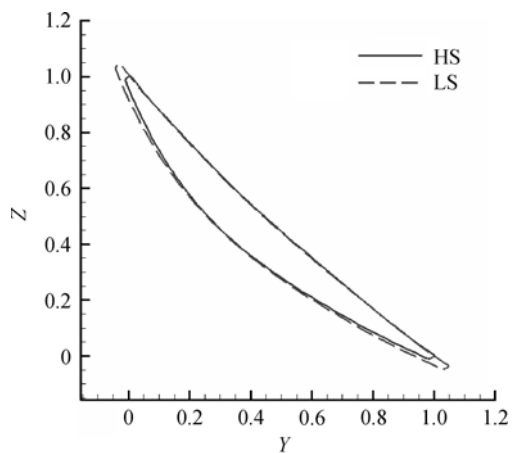
图 5 低速压气机子午面流道形式

Fig. 5 Meridional flow-path of low-speed compressor

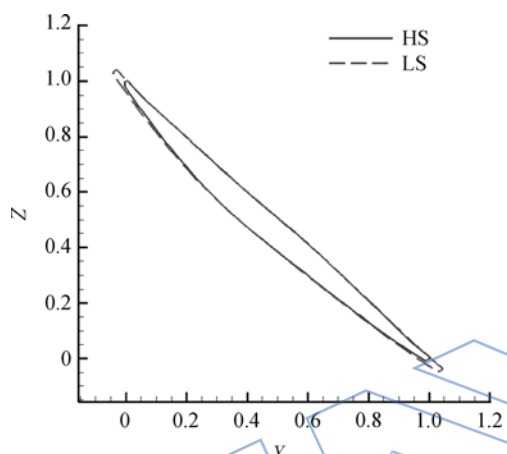
关于低速压气机转子的设计, 由于马赫数变化后, 叶型的攻角、弯角、安装角等参数需要进行调整. 为此, 本文以叶片表面压力系数为主要设计准则, 以高速压气机转子为初始叶型, 将其分为沿径向分布的 9 个截面, 采用与高速压气机相同的重心积叠形式积叠而成, 针对各不同截面修改其基元级叶型的相关几何参数进行反复计算、调整及迭代, 直到得到与高速压气机相似的叶片表面压力系数, 随后对单排转子及整台压气机进行三维流场验证计算, 从而完成低速压气机的整个设计过程.

图 6 中列举了不同截面(16.7%叶高、50%叶高、99.6%叶高)高、低速下转子叶型对比. 其中, YZ 轴坐标是以高速压气机转子为基准的无量纲化参数.

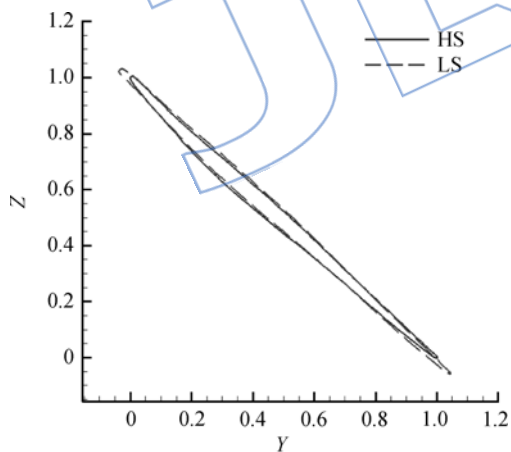
转子叶型的调整主要包括两个部分: 一方面, 增加了低速叶型的弦长以匹配高速的展弦比及稠度; 另外, 在 66.7% 叶高以上相对于仅增加弦长的低速叶型(ORI)又进行了反弯调整, 以匹配在相应截面与高速压气机叶片表面压力系数相似. 图 7 中给出了转子 95% 叶高处改变叶型弯角表



(a) 16.7%叶高



(b) 50%叶高



(c) 99.6%叶高

图6 高、低速压气机转子叶型对比

Fig. 6 Comparison of rotor blade profiles between high- and low-speed compressors

面压力系数的对比。由图可见,未调整叶尖区域弯角时,低速压气机转子表面压力系数略高于高速压气机,这表明在该区域附近低速叶型气动负荷较大,因此需要减小这部分叶型的弯角从而达到减小负荷的效果,使得表面压力系数达到基本重合。

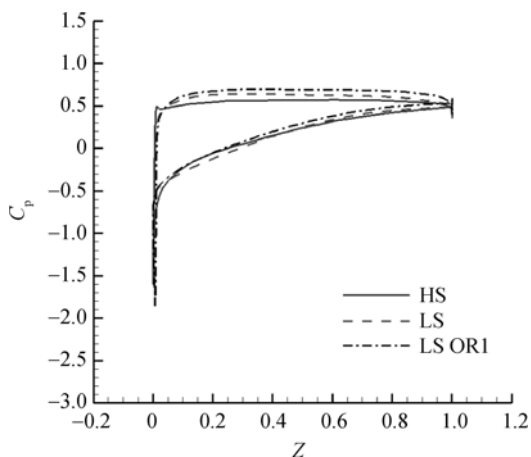


图7 不同叶型弯角下95%叶高表面压力系数对比

Fig. 7 Comparison of rotor blade surface pressure coefficient with different blade camber

at 95% span

3 设计结果分析

3.1 几何参数分析

图8、图9分别给出了高、低速压气机转子弦长 $\bar{b}$ 、稠度 $\bar{c}$ 沿径向分布(注:下文中对结构及气动参数进行了无量纲化处理,以参数符号加上标“—”表示,如无量纲弦长为 $\bar{b}$)。由图可见,转子弦长进行了子等比例放大;高、低速转子稠度沿径向分布基本保持一致,满足相似准则的要求。

图10中给出了高、低速压气机转子叶型弯角 $\bar{\theta}$ 沿径向分布。从图中可以清晰地看到上文提到的在66.7%叶高到叶尖区域对原型转子进行了反弯的调整,83.3%叶高以上区域弯角几乎为 0° 。

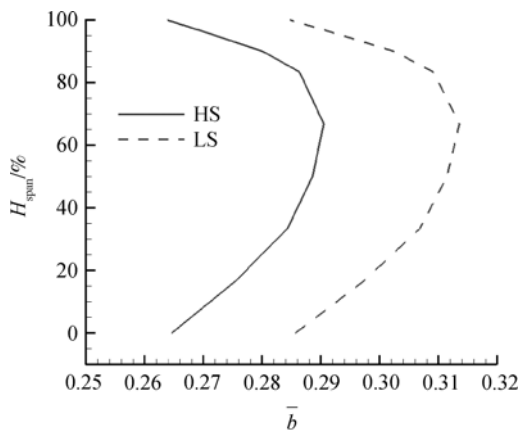


图8 高、低速压气机转子弦长对比

Fig. 8 Comparison of rotor blade chord between high- and low-speed compressors

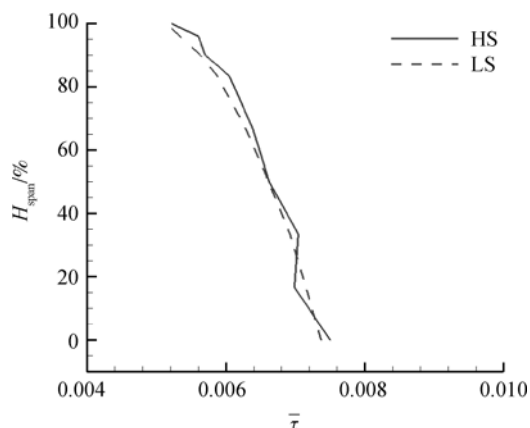


图9 高、低速压气机转子稠度对比

Fig. 9 Comparison of rotor blade solidity between high- and low-speed compressors

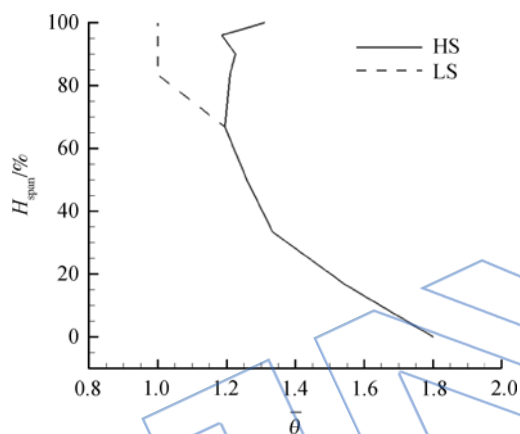


图10 高、低速压气机转子叶型弯角对比

Fig. 10 Comparison of rotor blade camber between high- and low-speed compressors

3.2 气动参数分析

高、低速压气机的三维流场计算采用商用 NUMECA 软件的 FINE/Turbo 模块,采用 AutoGrid V5 生成 HOH 型拓扑结构的主流道网格,其中,第1层网格厚度为 0.001 mm,网格总数为 90 万,低速压气机网格拓扑结构如图 11 所示.湍流模型采用 Spalart-Allmaras(S-A)一方程模型,空间项离散差分格式采用 2 阶迎风 TVD(total variation diminishing)格式,时间推进采用 4 阶 Runge-Kutta 法迭代求解,动静叶交界面间的数据传递采用混合平面法,同时计算中利用多重网格、局部时间步长和残差光滑等手段加速收敛.选取理想空气作为工质,在低速压气机模型进口给定标准大气和轴向进气条件,出口按径向平衡方程给定平均半径处的静压从而确定工况点.低速模化设计工况点的选取以保证与高速压气机转子

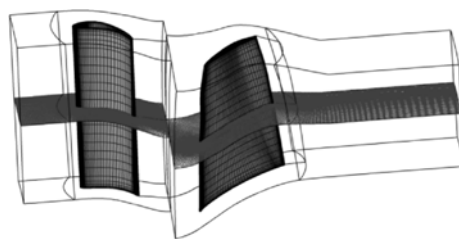


图11 低速压气机三维模型网格拓扑结构

Fig. 11 Three-dimensional model grid topology of low-speed compressor

进口流量系数相同为前提.

表 3 给出了高、低速压气机各主要性能参数的对比.由表可见,高、低速压气机各主要性能参数基本一致,中径处的攻角、落后角及气流转折角不同,是为了保证转子速度三角形的相似.

图 12 给出了高、低速压气机进口流量系数

表3 高、低速压气机气动参数对比

Table 3 Comparison of aerodynamic parameters between high- and low-speed compressors

参数	高速压气机	低速压气机
流量系数	0.256	0.254
压升系数	0.649	0.641
转子效率	0.845	0.835
加工量因子	0.217	0.213
转子扩压因子	0.475	0.451
雷诺数/ 10^5	8.96	3.1
(中径)攻角/(°)	9.01	9.78
(中径)落后角/(°)	0.52	11.64
(中径)气流转折角/(°)	19.6	23.13

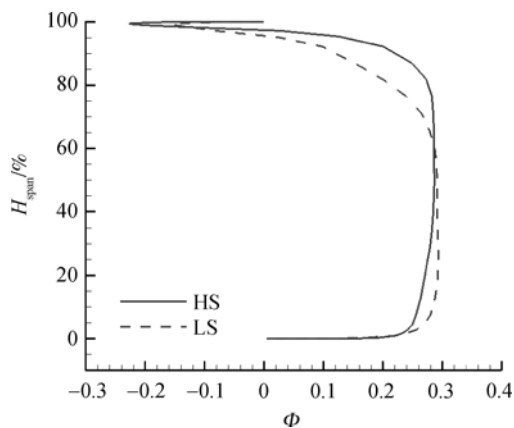


图12 高、低速压气机转子进口流量系数对比

Fig. 12 Comparison of flow coefficient at rotor inlet between high- and low-speed compressors

Φ 沿径向的分布. 由图可见进口流量系数分布基本一致.

图13中分别给出了高、低速压气机转子不同截面上叶片表面压力系数分布, 图中横坐标为相

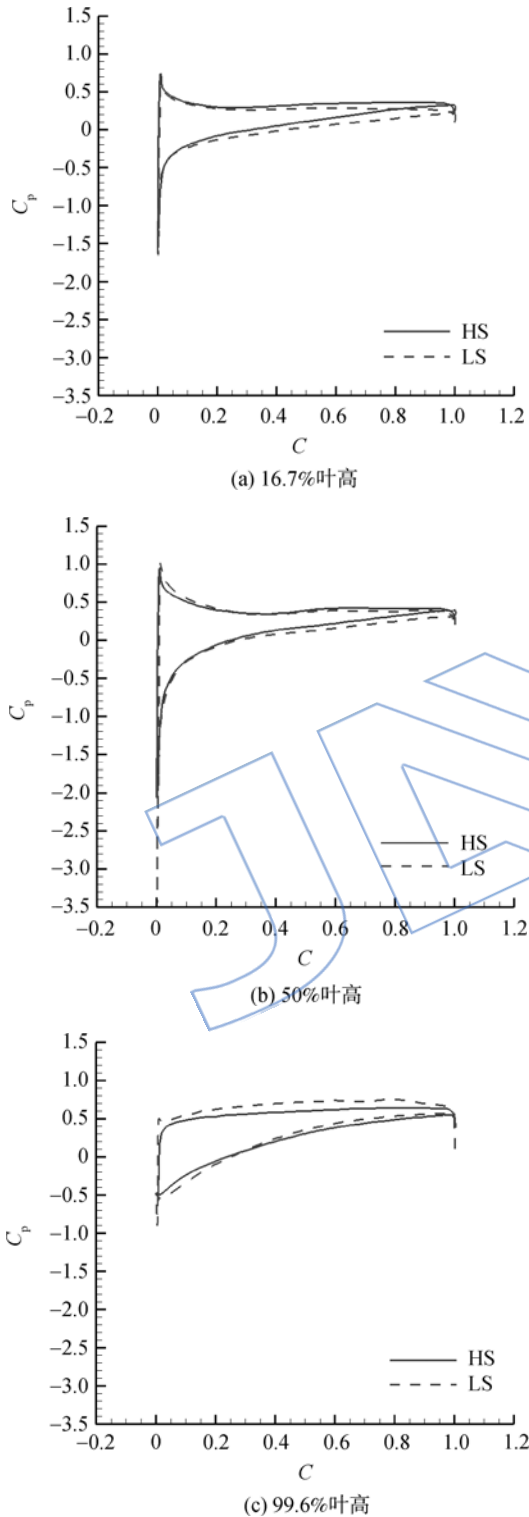


图13 高、低速压气机转子表面压力系数对比
Fig. 13 Comparison of rotor blade surface pressure coefficient between high- and low-speed compressors

对弦长(C). 从图中可以看到高、低速压气机转子表面压力系数分布符合的很好, 满足相似模化的设计目标.

图14中给出了高、低速压气机转子气流转折角 $\Delta\bar{\beta}$ 沿径向的分布. 由图可见, 低速情况下气流转折角要比高速大一些; 这是由于高速压气机的轴向速度沿流程一般有一定程度的减少, 为了保证高、低速压气机的扩压因子相同, 低速压气机的气流转折角要比高速稍大一些.

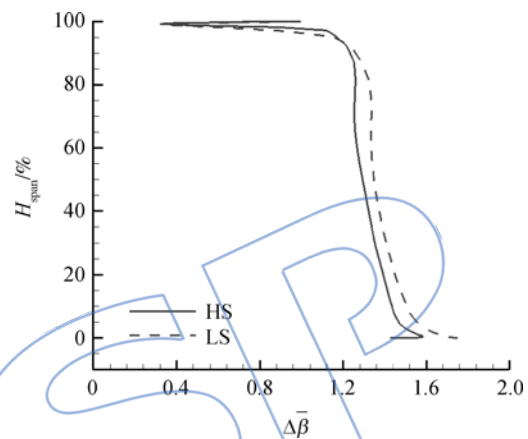


图14 高、低速压气机转子气流转折角对比
Fig. 14 Comparison of rotor flow turning angle between high- and low-speed compressors

图15、图16分别给出了高、低速压气机转子的加功量因子 H_z 及扩压因子 D 沿径向分布的对比. 由图可见, 高、低速情况下加功量因子及扩压因子沿径向分布基本吻合, 尤其在叶尖区域几乎重合, 这表明所设计的低速压气机能够较好地反映出高速压气机转子叶尖区域的流动机理, 再现了叶尖泄漏流与主流互相掺混的流动现象.

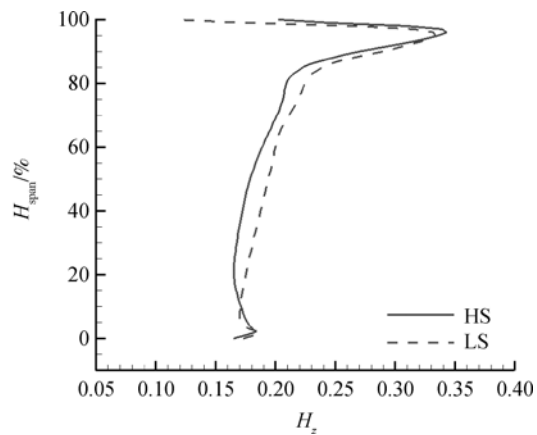


图15 高、低速压气机转子加功量因子对比
Fig. 15 Comparison of rotor loading factor between high- and low-speed compressors

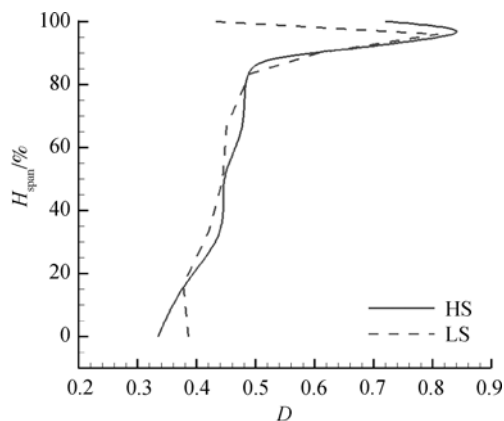


图16 高、低速压气机转子扩压因子对比

Fig. 16 Comparison of rotor diffusion factor between high- and low-speed compressors

3.3 流场结构分析

图17、图18分别给出了高、低速压气机50%

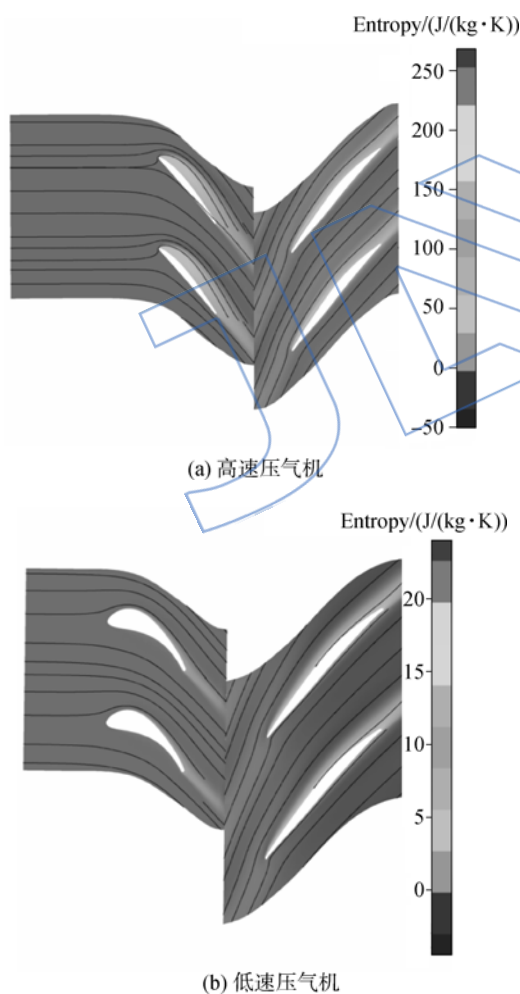
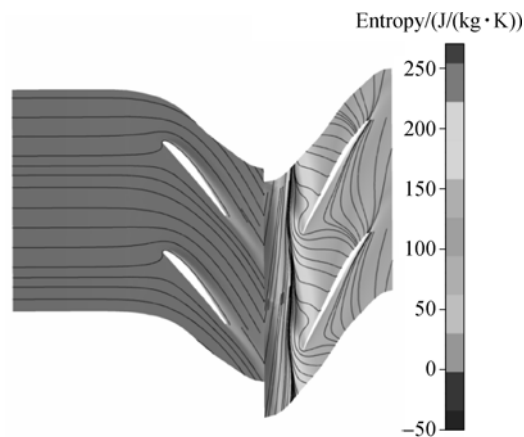
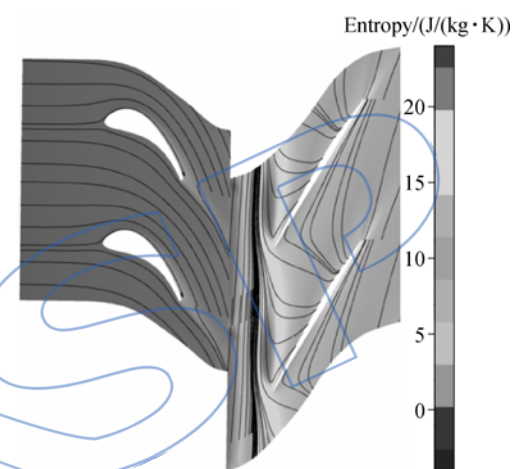


图17 高、低速压气机50%叶高 S_1 截面熵云图及流线图
Fig. 17 Entropy contours and streamlines distribution of high- and low-speed compressors at 50% span S_1 section



(a) 高速压气机



(b) 低速压气机

图18 高、低速压气机99.6%叶高 S_1 截面熵云图及流线图

Fig. 18 Entropy contours and streamlines distribution of high- and low-speed compressors at 99.6% span S_1 section

叶高、99.6%叶高第1级静叶(S_1)截面熵及流线图。由图17可见,高低速两种情况下的流动都较为稳定,没有出现熵增较大区域,流动状态比较相似。

由图18可见,高、低速压气机在叶尖附近区域的流动表现较为相似,在转子前缘附近流动损失急剧上升熵增现象明显;流线图可以清晰看到转子前缘前方存在沿周向流动的高速流体,流动几乎垂直于轴向并覆盖了整个流道,前方来流无法顺利通过后排转子通道,造成转子攻角增加,由此判断高、低速两种情况下流场结构相似。

图19、图20分别给出了高、低速压气机50%叶高和99.6%叶高 S_1 截面马赫数分布图。尽管高、低速两种情况下,马赫数的大小必然不同,但仍可以通过相对比较来判定高低速压气机流场的相似性。由图19可见,高、低速压气机在转子中径

处的流动极为相似,在转子前缘处达到最大值,速度沿着弦长方向逐渐减小,没有出现速度突变区域,表明流动稳定.

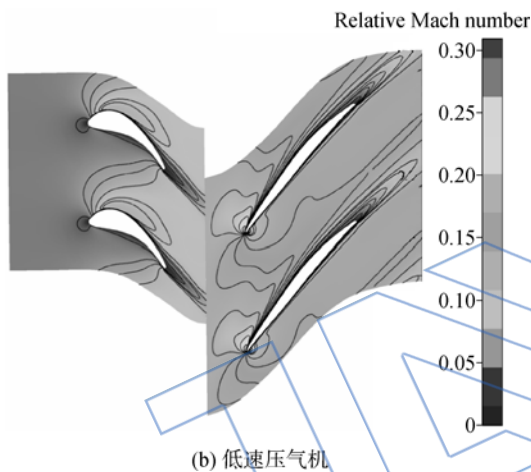
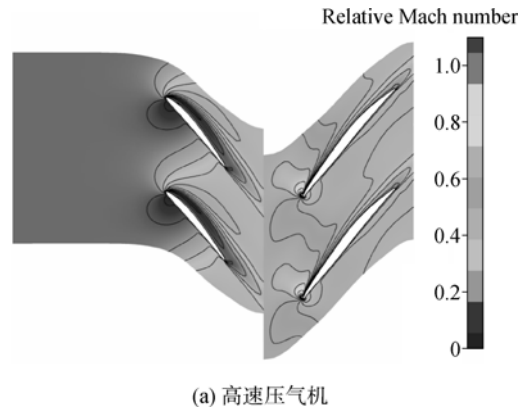


图 19 高、低速压气机 50% 叶高 S_1 截面相对马赫数分布图

Fig. 19 Relative Mach number distribution of high- and low-speed compressors at 50% span S_1 section

由图 20 可见,与图 18 熵分布的情况类似,由于受到叶尖泄漏流的影响,在转子前缘附近出现速度急剧变化的区域,转子整个弦长区域都出现了大面积的低速流体,高、低速两种情况下的流动非常相似,表明其均处于同样的工作状态下.

图 21 给出了高、低速压气机特定工况点转子叶尖泄漏流流线图(其中 W_{xyz} 代表相对气流速度). 由图可见,高、低速下叶尖泄漏流的流动特点非常相似;一部分泄漏流与主流掺混流向相邻叶片的压力面,从而在主流流道中形成较大范围的低速流体,阻碍了进口来流;另一部分泄漏流则受到相邻叶片压力面逆压梯度的影响,在动叶前缘附近开始出现间隙泄漏流溢流;还有一部分则翻过相邻叶片排沿周向继续传播.

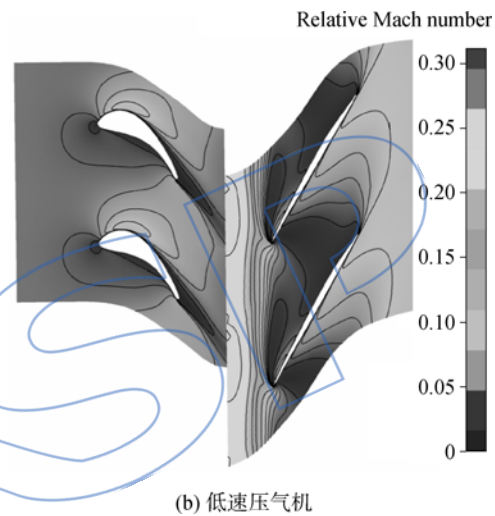
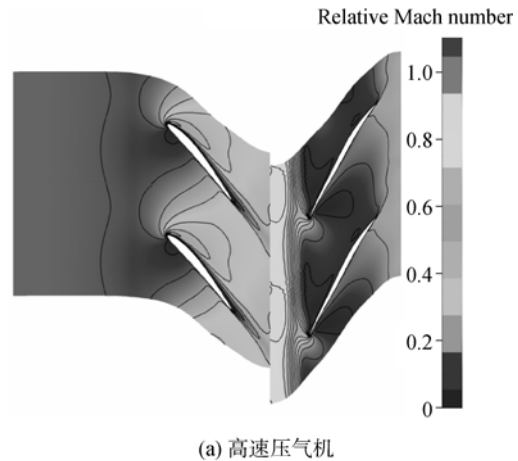
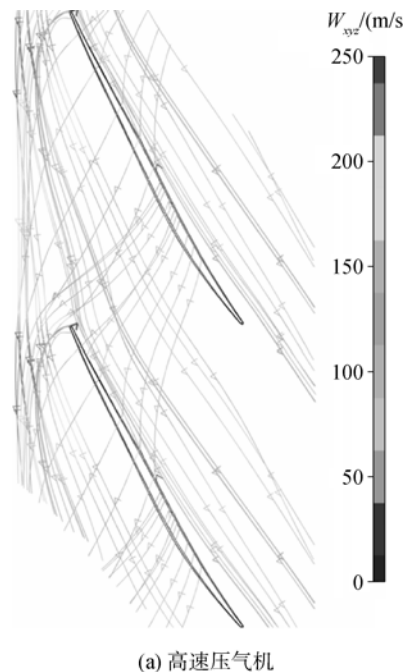


图 20 高、低速压气机 99.6% 叶高 S_2 截面相对马赫数分布图

Fig. 20 Relative Mach number distribution of high- and low-speed compressors at 99.6% span S_2 section



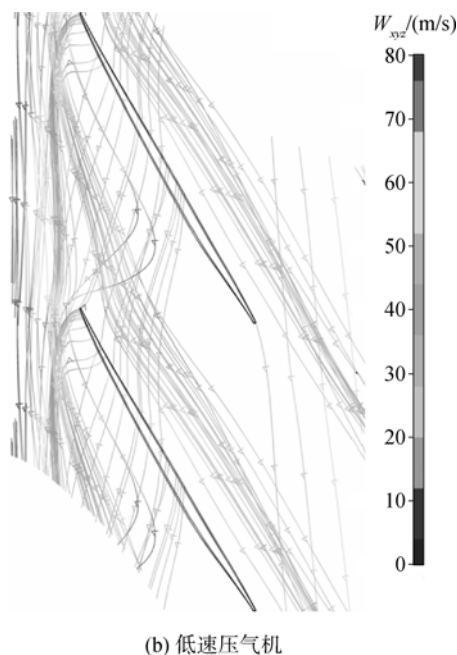


图 21 高、低速压气机叶尖泄漏流流线图

Fig. 21 Tip leakage flow streamlines distribution of high- and low-speed compressors

通过以上对高、低速压气机流场结构的对比可以看到,设计的低速压气机在选取工况其流场结构与高速压气机比较一致,能够较好再现高速压气机内部的流场特点,尤其在流动最为复杂的叶尖区域也同样能够实现流场结构的相似。

4 结 论

1) 选取压气机前面级(进口导叶及第1级转子)作为研究对象,针对高速压气机特定工况点,利用叶片造型和数值模拟方法,设计了一台能再现高速压气机叶尖内部复杂流场结构的低速压气机。

2) 低速压气机机匣流道形状对叶片表面压力系数有较大影响,端壁区域的流动对机匣锥角的变化更为敏感,尤其是对于压气机进口级这种流道收缩程度较大的情况,为了尽可能做到沿整个叶高的流场结构相似,需要将流道形式也纳入到相似准则当中。

3) 在进口导叶和第1级转子的造型设计上,可以突破几何相似的限制,以保证气动参数和流场结构的相似。

参考文献:

- [1] 陈懋章. 中国航空发动机高压压气机发展的几个问题[J]. 航空发动机, 2006, 32(2): 5-37.
CHEN Maozhang. Some issues in the research and

development of aeroengine HP compressor in China[J]. Aeroengine, 2006, 32(2): 5-37. (in Chinese)

- [2] Denton J D. Some limitations of turbomachinery CFD[R]. ASME Paper 2010-GT-22540, 2010.
- [3] 陈光. GE公司的低转速研究用压气机与涡轮试验器[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1995(4): 1-3.
CHEN Guang. Low-speed research compressor and turbine facility at GE[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1995(4): 1-3. (in Chinese)
- [4] Wisler D C. Core compressor exit stage study: Volume I blading design[R]. NASA CR-135391, 1977.
- [5] Wisler D C, Halstead D E, Beacher B F. Improving compressor and turbine performance through cost-effective low-speed testing[R]. International Symposium of Air Breathing Engine, ISABE 99-7073, 1999.
- [6] Wisler D C. Loss reduction in axial flow compressors through low-speed model testing[R]. ASME Paper 84-GT-184, 1984.
- [7] Robinson C J. Endwall flows and blading design for axial flow compressors[D]. Cranfield: Cranfield University, 1991.
- [8] Lyes P A, Ginder R B. Experimental evaluation of the high-to-low speed transformation process for a highly loaded core compressor stage[R]. ASME Paper 98-GT-334, 1998.
- [9] Lyes P A, Ginder R B. Low-speed compressor tests of swept and bowed blade designs[R]. International Symposium of Air Breathing Engine, ISABE 99-7048, 1999.
- [10] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part I university research and methods development[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 521-532.
- [11] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part II low and high-speed designs and test verification[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 533-541.
- [12] Mailach R, Lehmann I, Vogeler K. Periodical unsteady flow within a rotor blade row of an axial compressor: Part I flow field at midspan[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(4): 650-660.
- [13] Mailach R, Lehmann I, Vogeler K. Periodical unsteady flow within a rotor blade row of an axial compressor: Part II wake-tip clearance vortex interaction[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(4): 661-670.
- [14] Lange M, Mailach R, Vogeler K. An experimental investigation of shrouded and cantilevered compressor stators at varying clearance sizes[R]. ASME Paper 2010-GT-22106, 2010.
- [15] 任润昌, 郭扬杰. 模化法设计压气机中几何相似条件破坏后特性的变化: I[J]. 舰船科学技术, 1981(7): 49-57.
REN Runchang, WU Yangjie. The performance change in compressor modeling design after the destruction of geometric similarity conditions: I [J]. Ship Science and

- Technology, 1981(7):49-57. (in Chinese)
- [16] 朱年国,徐力平,陈懋章. 高压压气机叶栅的高速模型和低速模型的相似变换准则[J]. 航空动力学报, 1990, 5(3): 193-198, 283.
- ZHU Nianguo, XU Liping, CHEN Maozhang. Similarity rules for transformation between high and low speed models of high pressure axial compressor bladings[J]. Journal of Aerospace Power, 1990, 5(3):193-198, 283. (in Chinese)
- [17] 王志强,胡骏,王英锋. 用于低速模拟试验的低速模型压气机气动设计[J]. 航空学报, 2010, 31(4):715-723.
- WANG Zhiqiang, HU Jun, WANG Yingfeng. Aerodynamic design of low-speed model compressor for low-speed model testing [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(4):715-723. (in Chinese)
- [18] 王志强,胡骏,王英锋. 高压压气机低速模拟试验[J]. 航空学报, 2012, 33(5):828-838.
- WANG Zhiqiang, HU Jun, WANG Yingfeng. Low speed model testing for high pressure compressor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2012, 33(5):828-838. (in Chinese)