

船用燃气轮机低压压气机改型设计研究

侯亚欣¹,徐 宁²,任兰学²,姜 斌¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:为了保证船用8级低压压气机在低工况稳定性不降低的前提下,同时提高设计点效率,通过数值模拟的方法研究展弦比优化对压气机设计点效率的影响。分析结果表明:展弦比的选取会影响主流区的流动损失和端壁二次流损失,进而影响压气机性能。优化了多级压气机后面级展弦比,将设计点效率提高了0.42%。同时,通过优化可转导叶偏转角度,确保了60%转速的喘振裕度不降低。

关 键 词:船用燃气轮机;低压压气机;展弦比;效率;可转导叶

中图分类号:TK474.8 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.10.013

[引用本文格式]侯亚欣,徐 宁,任兰学,等. 船用燃气轮机低压压气机改型设计研究[J]. 热能动力工程,2021,36(10):98-104. HOU Ya-xin, XU Ning, REN Lan-xue, et al. Research on modification design of marine gas turbine low-pressure compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(10):98-104.

Research on Modification Design of Marine Gas Turbine Low-Pressure Compressor

HOU Ya-xin¹, XU Ning², REN Lan-xue², JIANG Bin¹

(1. School of Power and Energy, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code:150001;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code:150078)

Abstract: In order to improve the efficiency of design point without decreasing the stability of the marine stage 8 low pressure compressor under low working conditions, the influence of aspect ratio optimization on the efficiency of design point of the compressor was studied by numerical simulation. The results show that the selection of aspect ratio will affect the flow loss in the main flow area and the secondary flow loss in the endwall, and then affect the performance of the compressor. The aspect ratio of the rear stage of the multistage compressor is optimized, and the efficiency of the design point is increased by 0.42%. Meanwhile, the surge margin of 60% rotational speed is not reduced by optimizing the angle of the adjustable guide vanes.

Key words: marine gas turbine, low-pressure compressor, aspect ratio, efficiency, adjustable guide vanes

引 言

低压压气机作为船用燃气轮机最前端的主要部件,具有良好的气动性能和较宽的稳定工作范围对

整机的经济性和稳定性尤其重要。目前,受到时间和经济成本的制约,在已有压气机的基础上通过局部改进手段来满足设计要求成为压气机主要的设计方法之一。LM2500系列燃气轮机压气机在增加零级的基础上重新设计第1级动叶,去除第1级动叶

收稿日期:2021-03-29;修订日期:2021-06-08

基金项目:国家自然科学基金区域创新发展联合基金(U20A20298);国家科技重大专项(2017-II-0006-0019,2017-I-0009-0010)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China Joint Fund for Regional Innovation and Development(U20A20298); National Science and Technology Major Project(2017-II-0006-0019,2017-I-0009-0010)

作者简介:侯亚欣(1996-),女,黑龙江双鸭山人,哈尔滨工程大学硕士研究生。

中高部的阻尼凸台,最终压比增加 4.5,流量增加 $58.7 \text{ kg/s}^{[1-2]}$ 。哈尔滨汽轮机厂的 21 号压气机是以 RTY-42 为母型机,将其通流部分模化放大 1.214 倍得到的,在此基础上又加级得到了 204 号压气机^[3-4]。哈尔滨工程大学于海涛^[5]以 9 级压气机为原型,通过改变压气机各级的一维载荷系数和反动度使改型机设计点的喘振裕度较原型提高 3.565%,设计点效率提高 2.13%,低工况的喘振裕度达到 11.278%。

双转子燃气发生器低压部分的级数比航空发动机与风扇低压压气机级数之和多。在不降低压气机性能的前提下适当提高展弦比可以缩短压气机的长度,有助于船用燃气轮机高功率密度和模块化设计的发展。多年来,通过试验和数值模拟方法研究展弦比对压气机气动性和稳定性的影响持续进行^[6-7]。

本文所研究的 8 级船用燃气轮机低压压气机设计点效率达到了 88.92%,且在 60% 转速下具有较大的喘振裕度。为了进一步提高其设计点效率并保证低工况稳定性不降低,改变压气机后面级叶片展弦比,微调逐级气动匹配,完成可转导叶调节规律优化,在满足 60% 转速喘振裕度的基础上实现提高设计点效率的目标。

1 数值计算

使用 NUMECA 软件中 Autogrid5 模块生成的网格进行计算。为了消除网格对计算结果的影响,以 NASA Stage 35^[8] 为模型进行了网格无关性验证。叶片通道采用 O4H 型网格,动叶叶顶间隙为 0.5 mm,采用蝶形网格划分。为满足 y^+ 值的要求,第 1 层网格厚度为 $3 \times 10^{-6} \text{ m}$ 。网格结构如图 1 所示。

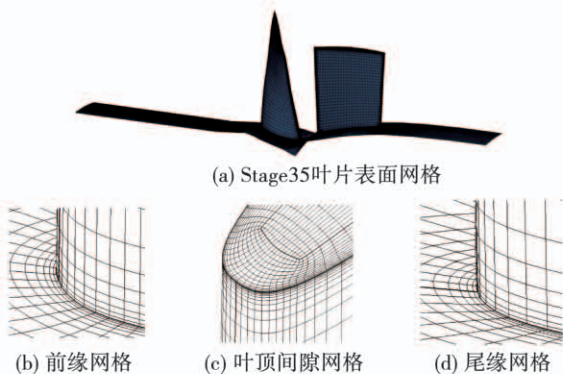


图 1 网格拓扑结构

Fig. 1 Grid topology

针对 Stage35 分别选取了 80,170 和 250 万网格在设计转速下计算其特性曲线,图 2 为计算结果,其中对各点的质量流量进行了无量纲化处理,即将各点流量除以设计转速下的最大流量。从图 2(a)中可以看出,当网格数在 170 万和 250 万时两条特性线基本重合。选择每级 170 万网格进行计算,即动叶 90 万,静叶 80 万,8 级总网格数目 1 440 万进行数值模拟。

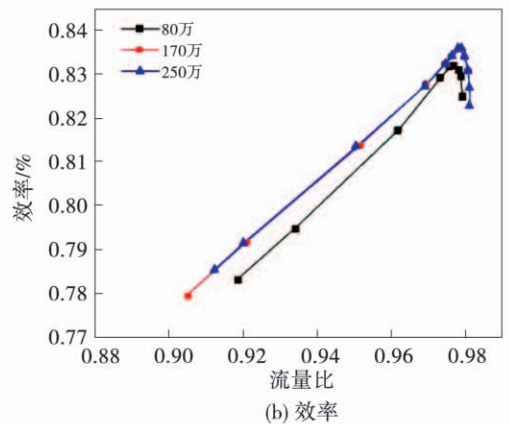
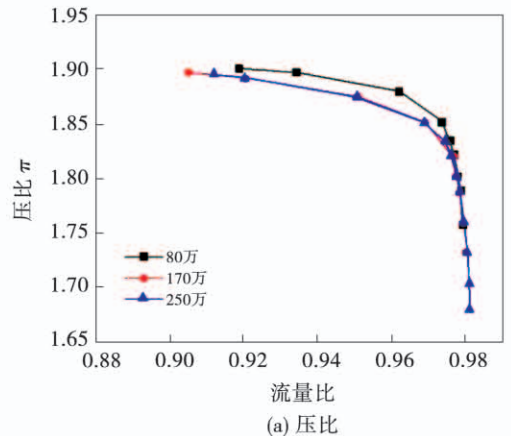


图 2 不同网格模型特性曲线

Fig. 2 Characteristic curves of different grid models

为了合理选择湍流模型,分别使用 S-A 模型^[9]、 $k-\varepsilon$ 模型^[10] 和 SST 模型^[11] 对 Stage35 进行数值模拟。图 3 为不同模型的数值模拟结果。由图 3 可知,与试验值相比,3 种模型计算得到的效率特性曲线与实验值接近,而压比特性曲线则与实验结果偏差较大,最大误差达到 3.6%,在合理范围内。在 3 种湍流模型中,S-A 模型对压气机的压比特性预测的结果最为准确,且收敛速度快,因此选择 S-

A 模型进行计算。

表 1 展弦比改型方案

Tab.1 Aspect ratio modification scheme

叶片编号	原型动叶	原型静叶	改型动叶	改型静叶
IGV	-	2.306	-	2.306
1	1.566	1.590	1.566	1.590
2	1.407	1.602	1.407	1.602
3	1.533	1.801	1.672	1.801
4	1.516	1.690	1.628	1.690
5	1.547	1.801	1.633	1.801
6	1.624	1.800	1.705	1.979
7	1.637	1.811	1.744	2.033
8	1.599	1.105	1.963	1.173

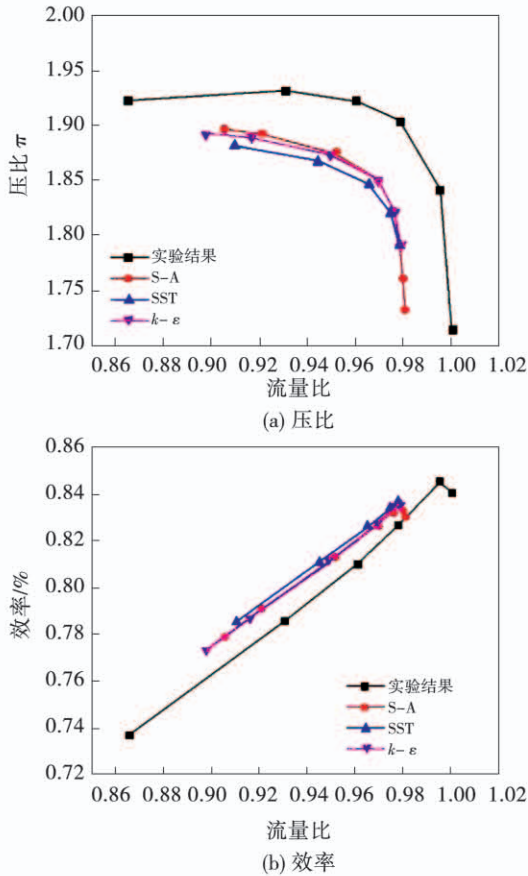


图 3 不同湍流模型特性曲线

Fig.3 Characteristic curves of different turbulence models

2 改型方案

2.1 展弦比方案

对于压气机而言,等熵效率是衡量其性能最重要的指标之一。船用燃气轮机在实际运行过程中,大部分时间都处于低工况运行状态。因此,压气机在低工况下能够具有较宽的稳定工作范围也十分重要。综合考虑以上两点要求,通过修改 8 级低压压气机各排叶片的展弦比,在不降低其低工况裕度的前提下提高设计点效率。除保持一维、二维设计参数不变外,还要保证压气机流道形状、各排叶片位置与原型一致。最终在稠度不变的条件下通过改变叶片弦长确定压气机各排叶片展弦比如表 1 所示,其中 IGV 代表进口导叶。受到流道轴向长度和叶片强度的约束,展弦比的变化范围不宜过大。

2.2 可转导叶方案

可转导叶技术是改善压气机低工况性能最有效的方法之一,可以通过调节叶片排进口气流角,进而调节进气攻角,扩大压气机非设计工况的稳定工作范围。通过 CFD 计算发现,原型机的可转导叶转角规律无法满足改型机在 60% 转速工况下的稳定运行要求,不再适用于改型机。因此,需要对可转导叶转角进行优化。以原有转角规律为基准,通过对失速点流场信息进行判断,初步确定表 2 中的 3 种可转导叶的转角方案,下文中 R 代表动叶,S 代表静叶。

表 2 可转导叶转角方案

Tab.2 Adjustable guide vane angle scheme

方案	IGV	S1	S2	S3
1	30°	20°	21°	15°
2	35°	24°	21°	15°
3	35°	22°	23°	17°

3 结果及分析

3.1 设计转速

由于展弦比的变化会造成落后角的改变,需要微调改型压气机的安装角以保证启动匹配良好。图 4 为原型压气机和改型压气机在设计转速下的特性曲线。从图 4(a)中可以看出,与原型压气机相比,改型压气机在设计转速下大部分流量范围内的效率都有一定提高。设计点的效率由 88.92% 提高到

89.34%。从图 4(b)中可以看出,设计点效率提高的同时设计转速下的喘振裕度有所减小,但仍满足船用燃气轮机压气机的稳定性要求。

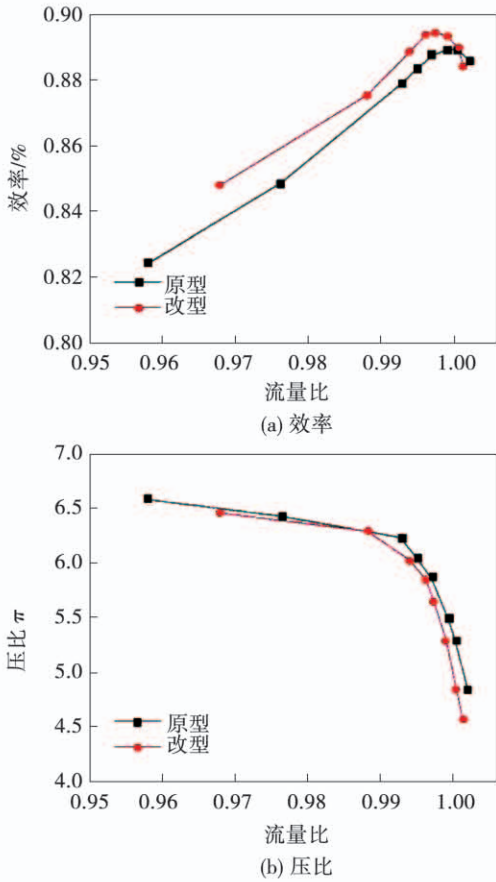


图 4 设计转速特性曲线

Fig.4 Characteristic curves at design speed

选取第 1,4,8 级为研究对象,探究多级压气机前面级、中间级及后面级气动参数沿展向的变化规律。图 5 为动叶效率沿叶高分布图,从图中可以看出,除上下端壁处之外,改型压气机的动叶效率在大部分叶高处都高于原型压气机。尤其第 8 级动叶,效率在 12% 到 85% 叶高范围内提升效果最为显著,而在 12% 以下叶高处则是原型压气机效率较高。各级动叶在上下端壁处效率严重下降,存在较大的二次流损失和间隙泄漏损失,R1 还有激波损失。图 6 为静叶熵损失系数 ζ_s 沿叶高分布图,原型压气机与改型压气机的 S1 和 S4 在 30% 到 80% 叶高范围内变化不大,S8 在 30% 以上叶高处损失减小显著。改型压气机这 3 级静叶在近端壁处的熵损失较高,

这说明改型压气机静叶下端壁处的二次流损失增大。

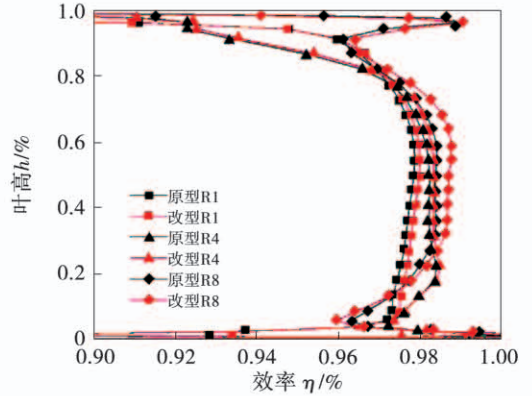


图 5 动叶效率沿叶高分布

Fig.5 The distribution of rotor efficiency along blade height

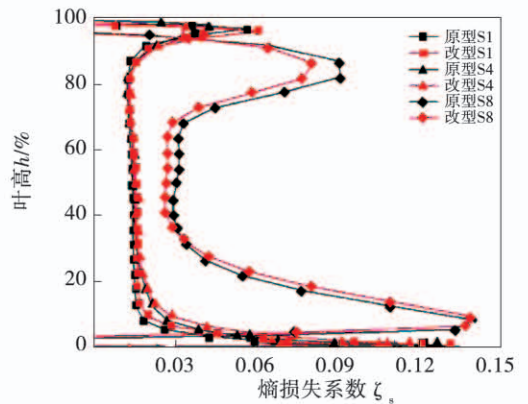


图 6 静叶熵损失系数沿叶高分布

Fig.6 The distribution of stator entropy loss coefficient along blade height

图 7 为原型压气机和改型压气机设计点马赫数云图。从图中可以看出,原型压气机和改型压气机整体流场流动情况良好,没有出现流动分离的状况。二者均在第 1 级动叶 90% 叶高处产生一道正激波,激波前最大马赫数均为 1.27,中间级的马赫数分布没有明显差别。后面级改型压气机静叶通道内低速区范围有所减小,尤其在第 7 级和第 8 级减小明显,且叶背处的流动得到了改善,尾迹范围变窄,减小了末级叶片的叶型损失和尾迹损失。10% 叶高处大部分叶片排都处于正攻角的流动状态,改型压气机末级静叶在叶根处同样减小了尾迹宽度,缓解了末级静叶根部由于气流转角过大造成的轻微流动分离。

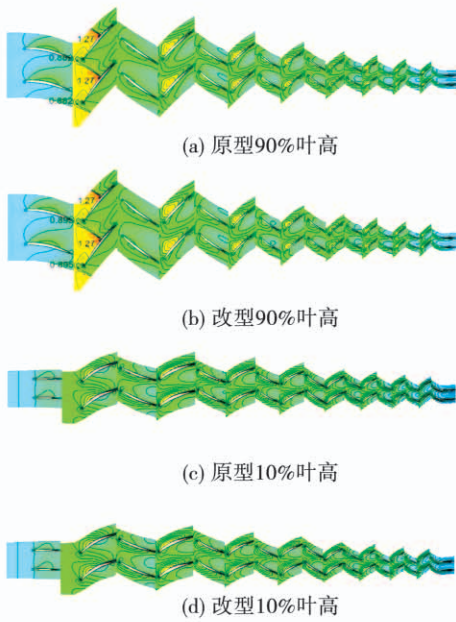


图 7 设计点马赫数云图

Fig. 7 Mach number cloud map of the design point

压气机内部的各种粘性流动是其损失的主要来源。其中,端区损失在总损失中占很大比重。下面以第 1,4,8 级为代表对压气机内的流动情况进行分析。图 8 为原型压气机和改型压气机动静叶吸力面极限流线分布图,将端区二次流动和分离情况直观地反映出来。从图中可以看出,R1 叶顶位置处流线在经过激波时发生了形变,原型压气机和改型压气机第 1 级动叶根部由于转折角较大,在 50% 叶高以下尾缘位置处产生了严重的流动气流分离。相比 R1 而言,R4 和 R8 叶根二次流强度较弱,没有出现明显的流动分离。对于静叶,除 S8 外其余叶片流动情况良好,没有出现大范围的流动分离。而 S8 同样由于气流转折角过大的原因在上下端壁角区分离严重,这也是造成末级静叶熵损失最大的原因。改型压气机的 S8 在叶根处分离区域相比于原型压气机更大,这是造成 S8 在 10% ~ 30% 叶高位置损失较大的原因。

图 9 为原型压气机和改型压气机近失速点 10% 及 90% 叶高处马赫数云图。从图中可以看出,在设计转速的近失速点,各排叶片都处于正攻角流动状态。但是在根部截面,没有明显的流动分离出现。原型压气机和改型压气机的流动分离均发生在第 7 和第 8 级静叶叶顶处,其中第 7 级分离尤其严重。后面级静叶吸力面附面层脱落,使叶顶区域发

生堵塞,进而造成多级压气机失速。原型压气机比改型压气机后两级静叶分离更为严重,这是由于随着出口背压的增加,叶片负荷增大,大弦长叶片可以承担更大的负荷。改型压气机后两级的展弦比高于原型压气机,弦长减小,相比于低展弦比叶片更易达到失速边界。因此,在相同负荷下气流分离更加严重,导致设计转速下改型压气机喘振裕度略小于原型压气机。

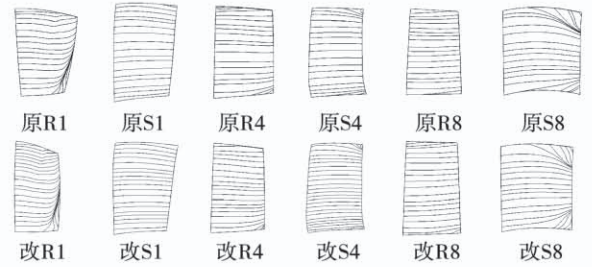


图 8 设计点吸力面极限流线

Fig. 8 Limit streamlines of suction surface at design point

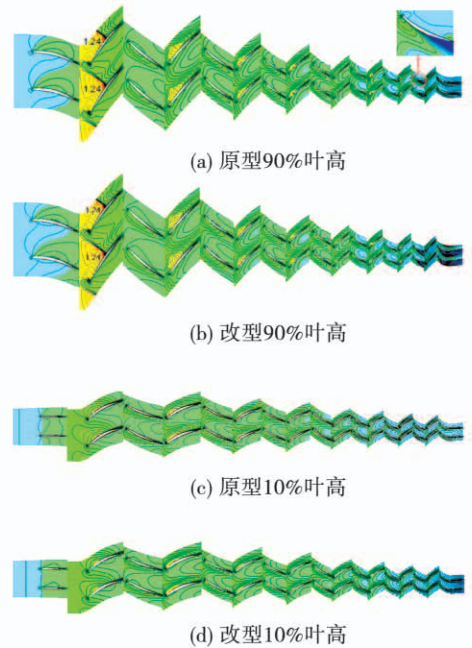


图 9 近失速点马赫数云图

Fig. 9 Mach number cloud images at near stall point

3.2 60% 转速

图 10 为不同可转导叶规律近失速点相对马赫数云图。从图中可以看出,当改型压气机的导叶转角调节规律不同时,引起压气机失速的原因也不一样。方案 1 采用与原型压气机一致的转角规律,可以发现,除进口导叶和第 1 级动叶是由于进口气流

角与几何角不匹配造成前两排叶片通道内存在大面积低速区外,第2级动叶也处于大攻角工作状态,吸力面附面层分离,引起气流堵塞造成压气机失速。方案2相较于方案1分别将IGV和S1的转角增大了 5° 和 4° ,从图10(b)中可以看出,与方案1相比,方案2中R2叶顶处的流动状态得到了明显地改善,叶顶区域整体流动状态良好,而S2在10%叶高处发生附面层分离。这是由于IGV和S1转角过大,进气流量减少,后面几排叶片叶顶处做功能力下降,造成叶根处负荷过大,从而引起附面层分离。方案3中附面层分离首先发生在第4级动叶叶根处,进而发展到整个后面级,造成压气机失速。经数值模拟计算,方案3在60%转速的稳定工作范围达到设计要求。因此,本文最终选取方案3的转角方案。

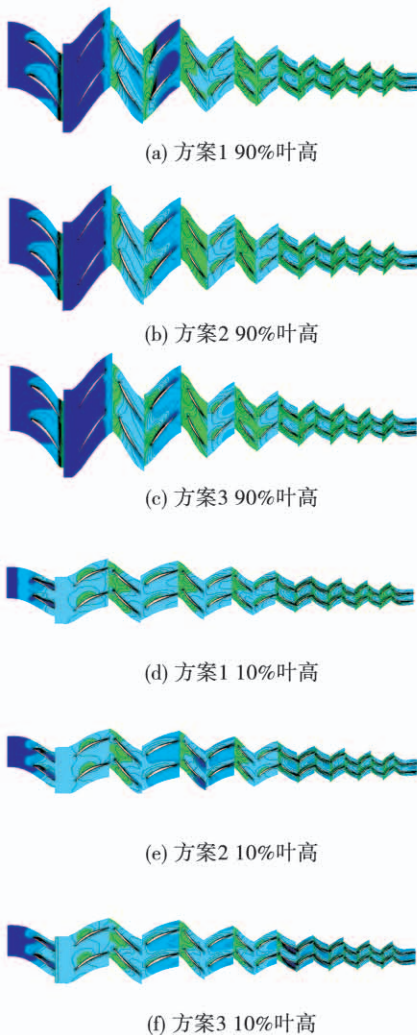


图 10 不同转角方案马赫数云图

Fig.10 Mach number cloud images of different angle schemes

图 11 为原型压气机和改型压气机 60% 转速特性曲线,其中横坐标流量比为各工况点流量除以原型压气机在 60% 转速下最大流量所得。从图中可以看出,在 60% 转速下,原型压气机和改型压气机的效率特性曲线存在一个交点,当接近失速流量时,改型压气机效率较高,当接近堵塞流量时,原型压气机效率较高。从压比特性曲线图中发现,改型压气机的曲线相比于原型压气机整体向左下方移动。在相同流量下,原型压气机压比更高,且原型压气机的失速压比高于改型压气机,但改型压气机的失速流量小于原型压气机,可以看出,改型压气机在提高设计点工作效率的同时保证了低工况的喘振裕度。

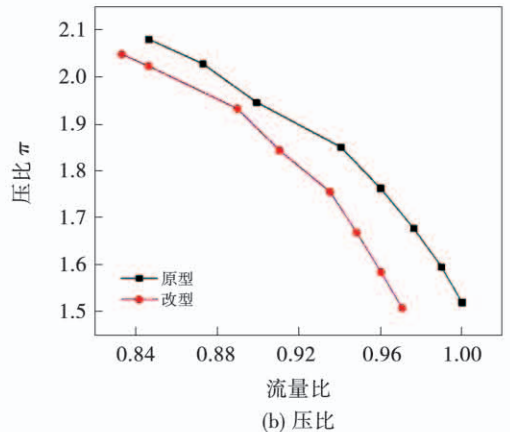
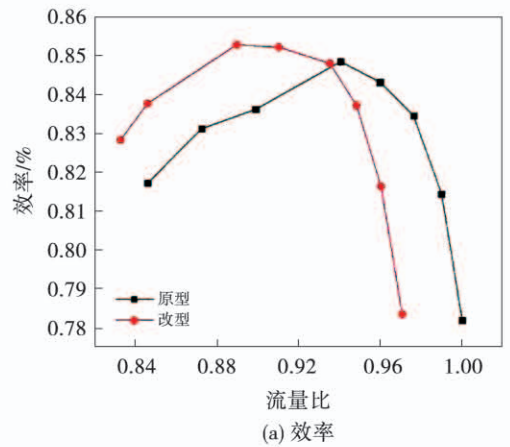


图 11 60%转速特性曲线

Fig.11 Characteristic curves at 60% rotational speed

4 结 论

针对 8 级低压压气机,研究展弦比对压气机性能的影响,并优化可转导叶转角方案,保证压气机在低工况下具有足够的稳定性。通过对压气机的特性

分析和流场分析,得到结论:

(1) 增大多级压气机后面级叶片展弦比对压气机的性能影响较大。相比于原型压气机,改型压气机的设计点效率提高了 0.42%。效率的提高主要表现在展弦比增加后改型压气机动叶和末级静叶在主流区的损失减小,但同时会导致叶根位置端壁二次流损失增加,总体来看端壁区域增加的损失远小于主流区域减少的损失。

(2) 后面级叶片展弦比的增加会造成设计转速下喘振裕度降低。改型压气机的弦长减小,相比于低展弦比叶片承受负荷的能力较弱,更易达到失速边界,在相同负荷下分离更加严重,导致设计转速下改型压气机喘振裕度略小于原型压气机。

(3) 采用多排可转导叶联合调节的方法可以改善低工况下多级压气机级间的气动匹配问题,提高低工况效率和稳定工作范围。可转导叶调节角度对低工况喘振裕度影响较大。

参考文献:

[1] FARMER R. GE launches LM2500 + rated at 29 MW and 38% thermal efficiency[J]. Gas Turbine World,1994,24(3):24-32.

[2] FARMER R. LM2500 upgrade nominally rated at 46000 shp and 41% efficiency[J]. Gas Turbine World,2005,35(5):10-14.

[3] 候双亭. 十四级亚音速轴流压气机前加级设计与整合调整试验[J]. 汽轮机技术,1987(3):56-64.

HOU Shuang-ting. Design and conformity adjustable test of fourteen-stage subsonic axial compressor[J]. Steam Turbine technology,

1987(3):56-64.

[4] 裘昌泳. 轴流压气机前加级设计[J]. 动力工程,1987(3):62-69.

QIU Chang-yong. Design of axial compressor pre-stage[J]. Power Engineering,1987(3):62-69.

[5] 于海涛. 船用燃机多级压气机改型设计气动布局[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2020.

YU Hai-tao. Modification design and aerodynamic layout method of multi-stage compressor for marine gas turbine[D]. Harbin:Harbin Engineering University,2020.

[6] WENNERSTROM A J. Low aspect ratio axial flow compressors: Why and what it means[J]. ASME: Journal of Turbomachinery, 1989(111):357-365.

[7] SMITH L H. Axial compressor aerodesign evolution at general electric[J]. Journal of Turbomachinery,2002(124):321-330.

[8] LONNIE R, ROYCE D M. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, Respectively, and With Design Pressure Ratio of 1.82 [R]. NASA-TP-1338.

[9] SPALART P R, ALLMARAS S R. A One-equation model for aerodynamic flows[J]. Recherche Aerospaciale,1994(1):5-21.

[10] CHIEN, KUEI-Yuan. Predictions of channel and boundary-layer flows with a low reynolds number turbulence model[J]. AIAA Journal,1982,20(1):33-38.

[11] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.

(刘颖 编辑)