

# 某燃气轮机低压压气机加级设计方法研究

蒋翔宇, 邓庆锋, 汪作心, 王旭

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江哈尔滨 150078)

**摘要:**以某燃气轮机低压8级压气机为母型,开展加零级改进设计。通过对母型机进行分析,合理地选取匹配点,对压气机零级进行了一维、二维气动设计,最后对零级压气机叶片进行三维造型。数值结果表明:新设计压气机在设计转速7 450 r/min下,流量为123 kg/s,总压比为6.125,等熵效率为88.3%,喘振裕度为32.8%,达到了设计指标;新设计零级与母型机流场匹配较好;通过对压气机变工况性能进行分析,各主要运行工况喘振裕度满足10%设计要求。

**关键词:**压气机;气动设计;加零级设计;数值研究

中图分类号:TK473 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.03.013

[引用本文格式]蒋翔宇,邓庆锋,汪作心,等.某舰船燃气轮机低压压气机加级设计方法研究[J].热能动力工程,2020,35(3):93-97.  
JIANG Xiang-yu, DENG Qing-feng, WANG Zuo-xin, et al. Design and analysis of zero-stage for a gas turbine low pressure compressor[J].  
Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 93-97.

## Design and Analysis of Zero-Stage for a Gas Turbine Low Pressure Compressor

JIANG Xiang-yu, DENG Qing-feng, WANG Zuo-xin, WANG Xu,  
(No. 703 Research Institute of CSIC, Harbin, China, Post Code: 150078)

**Abstract:** Based on the prototype of a marine gas turbine 8-stage low pressure compressor, an innovation design with zero-stage addition is carried out. After analyzing detailed and selecting reasonably the matching point of the prototype compressor, one-dimensional and two-dimensional detailed aerodynamic designs for the zero-stage are conducted. At last, the three-dimensional modeling is also used for the zero-stage blade design. The new design 9-stage compressor numerical results show that the massflow is 123 kg/s, the total pressure ratio is 6.125, the isentropic efficiency is 88.3%, and the surge margin is 32.8% at the design speed of 7 450 r/min. All of the results above meet the design target. The flow-field of the front zero-stage matches well with the rear prototype compressor stages. The Analysis on the off-design performance of the new compressor indicates the surge margin of main operating conditions also meets the design requirement of 10%.

**Key words:** compressor, aerodynamic design, zero-stage design, numerical study

收稿日期:2019-10-10;修订日期:2019-10-18

基金项目:航空发动机及燃气轮机国家重大科技专项;船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室——海洋工程燃气轮机实验室资助项目

**Fund-supported Project:** National Major Science and Technology Projects of Aeroengine And Gas Turbine, National Engineering Laboratory of Ship and Marine Engineering Power System - Marine Engineering Gas Turbine Laboratory.

作者简介:蒋翔宇(1991-),男,黑龙江哈尔滨人,中国船舶重工集团公司第七〇三研究所硕士研究生。

通讯作者:王旭(1963-),男,辽宁沈阳人,中国船舶重工集团公司第七〇三研究所研究员, E-mail: wangxu\_703@126.com.

## 引 言

在舰船燃气轮机中,压气机是关键,但是由于压气机工作比较复杂,设计一台全新压气机通常需要耗费巨大的人力和物力<sup>[1-3]</sup>。通过在某一型成熟的压气机上进行加级设计是获得更大流量压气机或更高功率等级燃气轮机常用方法<sup>[4-8]</sup>。本文主要对某舰船燃气轮机低压 8 级压气机进行了加零级设计,并采用数值方法对加级设计后的压气机设计点工况性能和非设计点工况性能进行了评估,完成了低压压气机的加级设计。

## 1 加级设计指标

将加零级设计后获得的压气机称为改型机,加零级设计前的压气机称为母型机,压气机新加级称为零级。表 1 给出了改型机在设计工况下的主要性能参数。作为对比,表中还给出了母型机试验后获得的部分性能参数。在不影响母型机结构强度的前提下,改型机转速与母型机转速基本相当。相比母型机,改型机主要提升的是流量和压比,两者较改型前提升幅度均达 20% 以上。考虑到加级后压气机性能退化,改型机效率指标较母型机效率指标略低。

表 1 母型机和改型机设计点工况主要性能参数对比

Tab. 1 Main design parameter difference between the retrofit compressor and the prototype compressor

设计参数	设计指标	
	改型机	母型机
进口总压 $p_{in}^*/Pa$	101 325	101 325
进口总温 $T_{in}^*/K$	288.15	288.15
设计转速 $n/r \cdot \min^{-1}$	~7 400	7 500
质量流量 $G/kg \cdot s^{-1}$	$\geq 120$	100
等熵效率 $\eta_s/\%$	$\geq 88$	89.5
总压比 $\pi^*$	$\geq 6$	5
级数 $n$	9	8
喘振裕度 $SM/\%$	$\geq 20$	25.8
可转导叶级数	$\geq 4$	4

对于非设计点工况性能,要求各主要运行工况的喘振裕度均不低于 10%。在低转速工况范围内尽量不放气或者减小放气量。

## 2 加级设计流程

压气机加级设计流程如图 1 所示。首先,根据总体设计需求及母型机特性参数选择匹配点,通过相似原理确定压气机新加级设计参数。以此为基础对压气机新加级进行一维气动设计,并将压气机新加级与母型机进行一维匹配设计,从而得到压气机新加级平均半径上的气动参数和子午流道的基本几何参数。以一维设计得到的气动参数为基础进行二维气动设计,调整压气机新加级叶片扭曲规律将压气机新加级与母型机进行二维匹配设计,得到压气机叶片造型所需的基本参数,以此作为叶片造型的基础。在叶片造型过程中可以使用常规叶型、先进 CDA 叶型或定制叶型等。在得到压气机叶片之后,采用数值软件,对压气机新加级以及改型机进行三维流场计算,验证设计结果是否满足设计要求。如不满足,需要根据三维数值结果判断是需要重新选取匹配点进行新一轮的加级设计还是在所获得结果的基础上对一维气动设计参数以及流道进行优化。

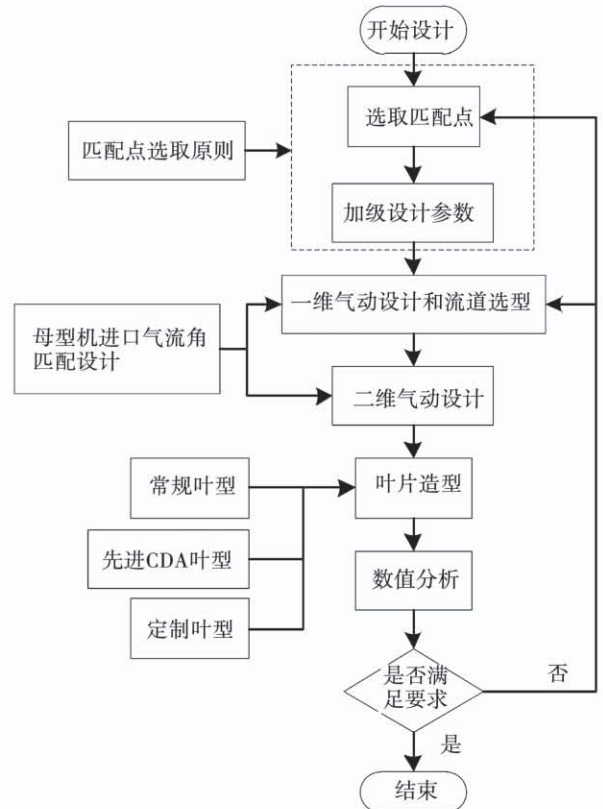


图 1 压气机加级设计流程

Fig. 1 Process of adding stage for compressor



### 3 匹配点选取原则

压气机加零级设计是在母型机不变的前提下进行改进设计。对母型机来说,压气机特性保持不变,只是工作点发生改变,对应的是母型机进口总温、总压以及工作转速不同。匹配点选择即是重新选取母型机工作点。匹配点选择是否合理将直接决定母型机工作性能,同时对零级设计有直接影响。匹配点选取方法主要依据图2进行。在选取母型机初始匹配转速时,应从母型机最优效率、最优喘振裕度或最优结构强度等方面进行着重考虑。

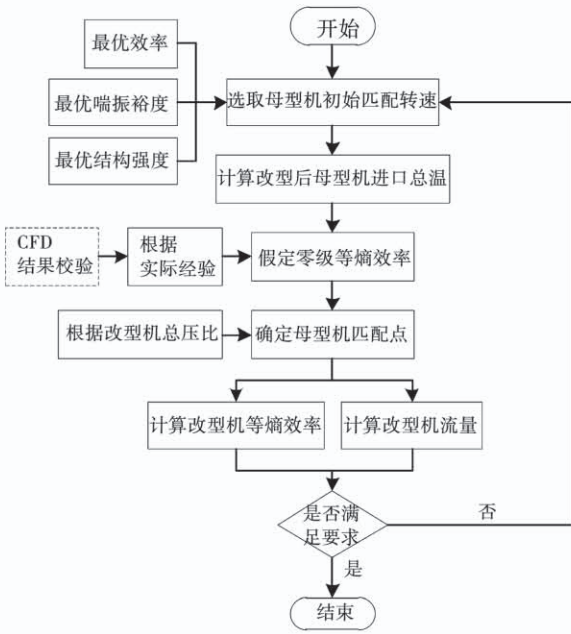


图2 匹配点选取方法

Fig.2 Matching point selection method

当母型机初始匹配转速选取之后,相应地改型后母型机进口总温  $T_{in,m}^{*'}$  也随之确定。这里以总温作为计算参数,主要是出于待确定参数较少的缘故。改型后母型机进口总温  $T_{in,m}^{*'}$  :

$$T_{in,m}^{*'} = T_{in,m}^* \times (n'_m/n_m)^2 \quad (1)$$

式中:  $T_{in,m}^{*'}$ —改型后母型机进口总温,即零级压气机后出口总温,K;  $T_{in,m}^*$ —模化前母型机进口总温,K;  $n'_m$ —改型后母型机转速,即改型机实际转速,r/min;  $n_m$ —改型前母型机转速,r/min。  $n_m, n'_m$  均为已知值。

根据改型后母型机进口温度  $T_{in,m}^{*'}$ , 计算改型机零级压比  $\pi_0^*$  等设计参数,确定改型后母型机进口

总压  $p_{in,m}^{*'}$ 。

$$\pi_0^* = [(k-1)\eta_{0,s}/(kRT_{in}^*) + 1]^{k/(k-1)} \quad (2)$$

式中:  $\pi_0^*$ —改型压气机零级压比;  $k$ —绝热指数,对于空气  $k = 1.4$ ;  $\eta_{0,s}$ —零级等熵效率,为假定值,根据实际工程经验,取值范围在 0.88 ~ 0.92 之间;  $R$ —气体常数, J/(mol · K);  $T_{in}^*$ —改型机进口总温,为已知值,K。

根据零级压比  $\pi_0^*$ , 确定母型机模化总压比  $\pi_m^*$ 。根据选取的母型机初始匹配转速及母型机模化压比  $\pi_m^*$ , 可以确定母型机匹配点在母型机特性图上的位置分布。

$$\pi_m^* = \pi^* / \pi_0^* \quad (3)$$

式中:  $\pi_m^*$ —母型机总压比;  $\pi^*$ —改型机的额定工况总压比,为已知值。

根据改型机进气参数和改型后母型机进气参数,计算改型机流量  $G$ 、总压比  $\pi^*$  和等熵效率  $\eta_s$ 。

$$p_{in,m}^{*'} = p_{in}^* \cdot \pi_0^* \quad (4)$$

$$G = G'_m = G_m \cdot \frac{p_{in,m}^{*'}}{p_{in,m}^*} \cdot \sqrt{\frac{T_{in,m}^*}{T_{in,m}^{*'}}} \quad (5)$$

$$\eta_s = k / (k - 1) RT_{in}^* (\pi^{* \frac{k-1}{k}} - 1) \quad (6)$$

式中:  $p_{in,m}^{*'}$ —改型后母型机进口总压,Pa;  $p_{in}^*$ —为改型机进口总压,Pa;  $G'_m$ —改型后母型机流量,也即改型机流量  $G$ , kg/s;  $G_m$ —改型前母型机流量, kg/s;  $p_{in,m}^*$ —改型前母型机进口总压,Pa;  $\eta_s$ —改型机等熵效率。  $p_{in,m}^*, p_{in}^*$  均为已知值。

将计算得到的改型机的流量  $G$ 、等熵效率  $\eta_s$  与改型机设计要求进行对比,检查结果是否满足设计要求。如不满足设计要求,需要重新选取初始匹配点。初始假定的零级压气机效率  $\eta_{0,s}$  在后续改型机三维数值分析中也可以得到校验,其取值对设计过程影响不大。

通过计算获得的匹配点在母型机特性图上的分布如图3所示。图中短实线为多个初始匹配转速计算获得的匹配点形成的一条匹配线。从图中可以看到,选取的母型机匹配点转速越低,母型机压比越低,则新设计的零级压比越高,零级设计难度越大。选取的母型机匹配点转速越高,则母型机实际工作转速越高,不利于保证母型机结构强度。通过对比分析并综合考虑各方面因素,最终选取 0.944  $n_m$  折

合转速的匹配点,即改型机工作转速 7 450 r/min。当母型机匹配点选定之后,相应的压气机零级设计参数均可以确定。

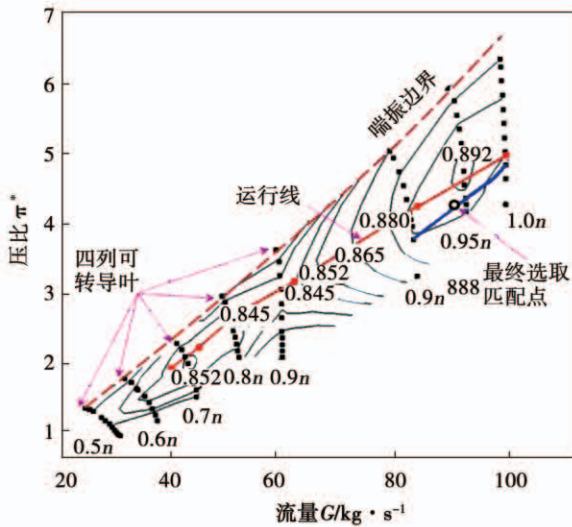


图3 母型机匹配点分布图

Fig.3 Locations of matching points for the prototype compressor

#### 4 叶片设计

零级叶片设计采用自编程序。每个叶片选择 12 个型面进行叶片造型。为了简化设计,动叶和静叶均采用中心积叠的方案。叶型采用双圆弧中弧线叠加叶片厚度的 CDA 叶型设计方法。为适应新加级带来的气流沿叶高的变化,对母型机第 1 级动叶和静叶均进行了局部优化。除对母型机进行加零级设计以及对母型机 1 级进行优化设计外,改型机进口导叶也进行了重新设计。母型机和改型机子午通流对比如图 4 所示。低压压气机轴向长度由改型前长度 1.60 m 加长至 1.88 m,轴向长度增加了 0.28 m。首级动叶进口轮毂比由改型前 0.46 变化到改型后的 0.48。

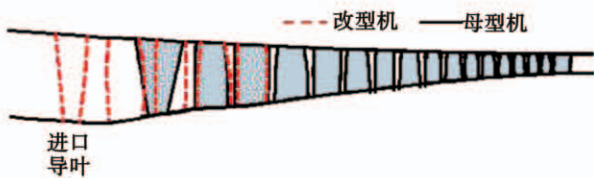


图4 改型机和母型机子午通流对比

Fig.4 Comparisons of meridional flowpath between the retrofit compressor and the prototype compressor

图 5 为最终获得的加级后的 9 级压气机叶片三维模型。在图中可以看到,改型机进口导叶顶部采用了正预旋设计、根部采用了反预旋设计。这样设计的好处是降低零级动叶顶部气流相对马赫数从而削弱激波强度,同时增大零级动叶根部通流能力从而提高零级动叶根部反动度。

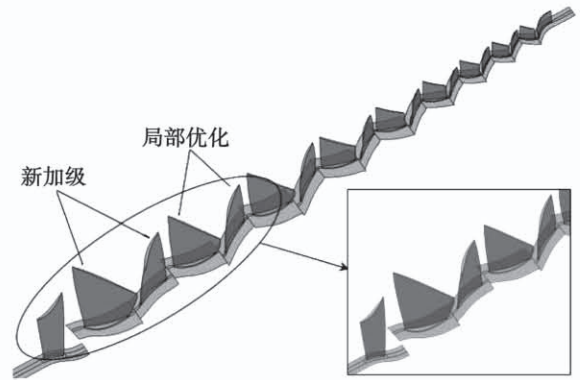


图5 改型压气机叶片三维模型

Fig.5 3D model for retrofit compressor blade

#### 5 数值结果分析

网格生成采用 NUMECA/Autogrid5。各级动叶顶间隙均取 0.5 mm,各级动叶叶顶间隙相对叶高值为 0.20% ~ 0.66%。单列动叶网格数在 90 万左右,单列静叶网格数在 75 万左右,9 级压气机网格总数为 1500 万左右。对网格独立性进行了研究,选用总数为 1500 万的网格能够比较准确地预测压气机特性,可以获得网格独立性的数值解。

采用 NUMECA 软件包中 Fine/Turbo 模块。湍流模型选择 Spalart-Allmaras 模型。空间离散采用二阶迎风格式,差分格式采用二阶精度具有保单调性 (Min Mod) 的对称总变量递减格式 (Symmetric TVD)。进口给定总温总压,进气方向轴向进气,出口给定背压。压气机转速根据计算工况给定。

##### 5.1 额定工况性能分析

表 2 给出了改型机通过数值计算获得的额定工况性能参数。在设计转速 7 450 r/min,改型机流量为 123 kg/s,总压比为 6.125,等熵效率为 88.3%,喘振裕度为 32.8%。与设计要求进行对比,改型机在额定工况点的性能参数均满足设计要求。



表 2 改型机设计结果

Tab.2 Design results of the retrofit compressor

设计参数	设计要求	设计结果
质量流量 $G/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	$\geq 120$	123
总压比 $\pi^*$	$\geq 6$	6.125
等熵效率 $\eta_s/\%$	$\geq 88$	88.3
喘振裕度 $SM/\%$	$\geq 20$	32.8
设计转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	$\sim 7\ 400$	7 450

图 5 为改型机前两级不同叶高处的相对马赫数等值线图。从图中可以看到,尽管前两级动叶叶栅通道内均存在明显的激波,但气流流动较好,气流在叶栅表面无明显的气流分离。气流在各叶栅前缘也无明显的攻角。新设计零级与后面母型机气动流动匹配较好。在零级动叶顶部,波前最大相对马赫数为 1.2 左右。

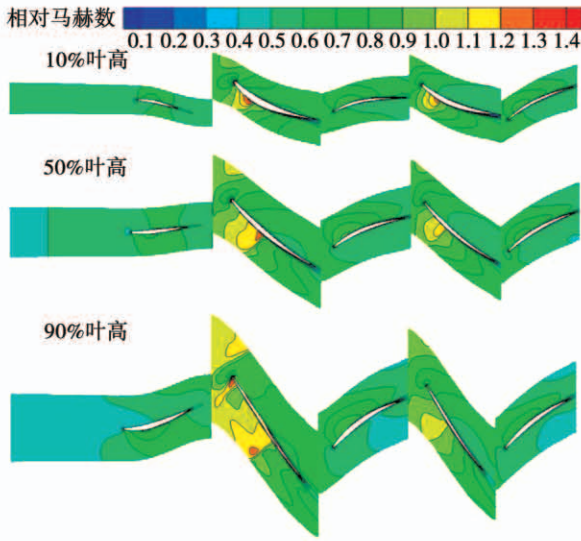


图 6 不同叶高处的气体流线图

Fig.6 Relative Mach number contour at different blade height

### 5.2 变工况性能分析

图 7 给出了改型机在不放气条件下计算得到的 100% ~ 50% 转速下的压气机特性曲线。图中还给出了整机条件下计算获得的改型机运行线。为了充分继承原有母型机可转导叶结构,改型压气机采用 5 级可转导叶。从计算结果看,50% 以上转速均能满足喘振裕度不低于 10% 的设计要求。在低转速

工况,改型机等熵效率均能保持在 80% 以上。这表明改型机在运行工况范围内具有良好的变工况性能。

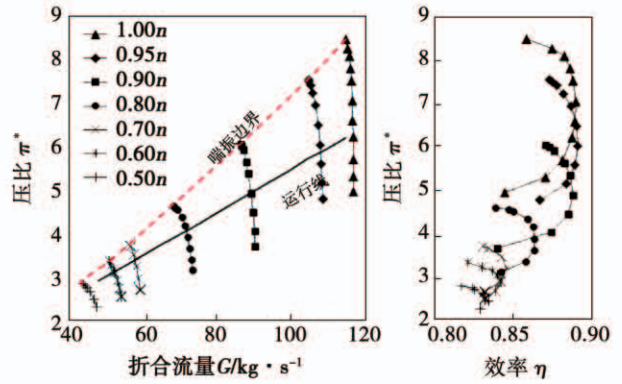


图 7 9 级压气机特性曲线

Fig.7 Performance of the retrofit compressor

## 6 结 论

对某舰船燃气轮机 8 级低压压气机进行加级设计,在设计转速 7 450 r/min 下,流量为 123 kg/s,总压比为 6.125,等熵效率为 88.3%,喘振裕度为 32.8%,达到了设计指标。通过对改型机部分工况进行分析,可知改型机具有良好的变工况性能。

### 参考文献:

[1] 王 琦,王 廷,朱晓明,等.定制叶型在多级压气机中的应用研究[J].热能动力工程,2019,34(1):28-33.  
WANG Qi,WANG Ting,ZHU Xiao-ming,et al. Application investigation and experimental validation of the customized blade profile for an axial multistage compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(1):28-33.

[2] 尉 涵,袁 新.轴流压气机多叶片排的气动优化设计[J].热能动力工程,2005,20(6):604-606.  
WEI Han,YUAN Xin. Optimized aerodynamic design of multi-blade rows of an axial compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2005,20(6):604-606.

[3] 伊卫林,黄鸿雁,韩万金.轴流压气机叶片优化设计[J].热能动力工程,2006,21(2):140-144.  
YI Wei-lin,HUANG Hong-yan,HAN Wan-jin. Optimum design of axial compressor blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2006,21(2):140-144.