

船用燃气轮机压气机多级可调静叶优化匹配方法研究

孙 鹏¹, 张君鑫², 张善科¹, 王志涛²

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 作为防止燃气轮机喘振的有效手段之一, 可调静叶技术的应用能够提升压气机在非设计工况下的效率和运行范围, 从而提高燃气轮机变工况下的经济性和稳定性。以某型船用三轴燃气轮机为研究对象, 建立压气机一维性能分析模型与燃气轮机零维仿真模型耦合的变维度燃气轮机仿真模型, 以经济性和稳定性为优化目标, 通过多目标遗传算法对低压压气机多级可调静叶进行优化匹配。结果表明: 优化后的可调静叶方案能提高压气机的喘振裕度并降低耗油率; 静叶处于不同优化角度方案时, 不同工况下压比-流量共同工作线上压比最高提升 2.17%, 效率-流量共同工作线上效率最高提升 4.34%, 折合转速提高 3%~4%。

关 键 词: 船用燃气轮机; 压气机; 可调静叶; 多目标优化

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2021.05.007

[引用本文格式] 孙 鹏, 张君鑫, 张善科, 等. 船用燃气轮机压气机多级可调静叶优化匹配方法研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(5): 40-48. SUN Peng, ZHANG Jun-xin, ZHANG Shan-ke, et al. Research on optimization and matching method of multi-stage variable stator vanes for marine gas turbine compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 40-48.

Research on Optimization and Matching Method of Multi-stage Variable Stator Vanes for Marine Gas Turbine Compressor

SUN Peng¹, ZHANG Jun-xin², ZHANG Shan-ke¹, WANG Zhi-tao²

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

Abstract: As one of the effective means for gas turbines to prevent surge, the application of variable stator vanes technology can improve the efficiency and operating range of compressor under non-design conditions, thereby improving the economy and stability of gas turbine under different operating conditions. This paper takes a marine three-spool gas turbine as the research object, establishes a multi-fidelity gas turbine simulation model that couples a compressor one-fidelity performance analysis model and a gas turbine zero-fidelity simulation model. The optimization goals are to improve economy and stability, and a multi-objective genetic algorithm is adopted. The optimization matching study of the multi-stage variable stator vanes of low-pressure compressor is carried out, and the effectiveness of the optimization matching method is verified. The results show that the optimized variable stator vanes scheme can improve the surge margin of low-pressure compressor and reduce the fuel consumption of whole machine. When the vanes

收稿日期: 2021-01-07; 修订日期: 2021-01-11

基金项目: 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; 国家科技重大专项(2017-I-0011-0012); 某型燃气轮机发电机组研制; 黑龙江省“百千万”工程科技重大专项(2019ZX03A03)

Fund-supported Project: National Engineering Laboratory of Ship and Ocean Engineering Power System-Ocean Engineering Gas Turbine Laboratory; National Science and Technology Major Project(2017-I-0011-0012); Development of a Certain Type of Gas Turbine Generator Set; Heilongjiang Province “Hundred-Thousand-Ten Thousand” Major Project in Engineering Science and Technology(2019ZX03A03)

作者简介: 孙 鹏(1981-), 男, 辽宁昌图人, 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所高级工程师。

are in different optimization angles, the pressure ratio of the common working line with pressure ratio-flow is increased by 2.17% in maximum, efficiency-flow co-working line has the highest efficiency increase of 4.34%, and the equivalent speed is increased by 3% - 4%.

Key words: marine gas turbine, compressor, variable stator vanes, multi-objective optimization

引 言

燃气轮机要求在所有运行工况下都能安全、稳定、高效地运行^[1]。非设计工况下,随着流量的不断减小,轴流压气机会出现叶片振动、流动不稳的现象,其工作性能将急速下降甚至出现物理损坏,进而将对燃气轮机的其他部件造成恶劣影响。为此引入变几何系统,通过改变静叶角度拓宽喘振边界并提高效率。

Schobeiri^[2]研究发现以可调静叶控制压气机中气体流动,可以拓宽压气机喘振边界。夏联等人^[3]也通过试验验证了可调静叶技术对提高低工况下压气机性能及稳定性具有明显作用。罗罗公司及通用电气公司将可调静叶结构应用于船用燃气轮机中的压气机,极大地改善了其低工况下的运行稳定性,从而保证了燃气轮机在全工况运行状态下的稳定性及较高性能^[4-6]。因此可调静叶控制策略在提升压气机运行稳定性方面十分重要。

近年来,变几何优化受到学者们的广泛关注。将优化算法与数值仿真技术结合,用于优化可调静叶控制策略的方法正在逐渐发展。史磊等人^[7]采用俄罗斯 HARIKA 算法与遗传算法对某十级轴流压气机变工况下静叶角度调节方案寻优。Sun^[8]采用一维平均流线方法逐级计算某航空发动机七级轴流压气机的喘振边界,使用一种序列权重增加技术优化静子设置角度,该方法使压气机 100%、84% 和 70% 转速下的效率与稳定工作范围得到提高。Gallar 等人^[9]开发了与压气机性能预测程序相结合的遗传算法,寻找变几何八级轴流压气机喘振裕度最大时的绝热效率,使用户可以在发动机设计阶段评估变几何的影响并预测部分转速下的性能。彭铖^[10]通过一维性能分析程序和遗传算法,对在单一转速与多转速下的可调静叶角度进行了优化,有效地提高了压气机的喘振裕度。钟勇健^[11]针对某十级多级跨声速轴流压气机,以压气机效率与失速裕度为优化目标,采用多目标遗传算法进行多点多目

标优化,研究了压气机可调静叶对总体气动性能的影响。张夏雯^[12]基于压气机一维平均流线模型与复合形法/模拟退火法的优化算法,改善多级轴流压气机各转速下的最高效率与工作范围。Reitenbach 等人^[13]应用压气机二维流线曲率方法对静叶角度变化后的高压压气机特性图进行求解,并处理为 β 线特性图应用于零维整机模型,随后求解整机性能,应用多目标遗传算法优化得到了推力比、油耗与喘振裕度最优时的角度设置。王志涛等人^[14]应用 HARIKA 算法对某九级压气机进行性能预测,建立了基于 HARIKA 算法的船用燃气轮机模型,并采用遗传算法对不同工况进行了优化,得到了各级可调静叶的最佳开度。

综上所述,对压气机的变几何研究大多集中在压气机本身性能的优化,关于压气机变几何对整机性能的影响研究相对较少。本文针对船用燃气轮机中多级轴流压气机进行可调静叶优化匹配,建立了压气机一维性能分析模型与燃气轮机零维仿真模型耦合的变维度燃气轮机仿真模型,将可调静叶角度与以经验模型为基础的平均流线法结合,分析静叶角度变化后压气机的性能。

1 压气机一维性能分析模型

1.1 压气机一维平均流线法

压气机中气体流动是三维非定常的,一维平均流线方法将压气机内的三维流动简化为一维定常流动^[15],平均流线示意图如图 1 所示。

$$R_m = \sqrt{\frac{R_l^2 + R_h^2}{2}} \quad (1)$$

式中: R_l — 外径, m; R_h — 内径, m; R_m — 平均流线处半径, m。

平均流线计算过程中首先将已知压气机几何参数输入计算程序,依据各动静叶片排进、出口与平均流线的交点,确定计算站的位置。随后给定某一工作点处的转速与流量,沿流线方向计算各计算站气动参数后,迭代求解连续性方程,并对压气机性能进

行逐级叠加,从而计算该工作点处压气机性能参数,连续性方程为:

$$G = \rho A c_a \tag{2}$$

式中: G —空气质量流量, kg/s ; ρ —空气密度, kg/m^3 ; A —空气通流面积, m^2 ; c_a —轴向速度, m/s 。

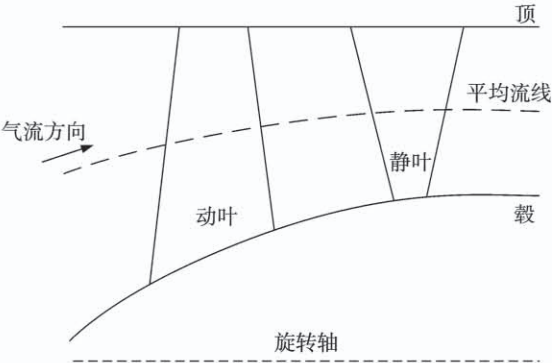


图1 平均流线法示意图

Fig.1 Diagram of mean-line

1.2 气动参数计算模型

轴流压气机中气流参数沿流线上动静叶顺序进行传递,动静叶气流参数的计算方法有所不同。静叶中使用绝对坐标系,叶片静止不动;动叶中使用相对坐标系。由于动叶对气体做功,计算相对总温 T_r^* 时需要加入做功量:

$$T_{r,j}^* = T_{r,j-1}^* + \frac{\omega^2 (R_{m,j}^2 - R_{m,j-1}^2)}{2c_p} \tag{3}$$

总温与静温之间的换算式为:

$$T^* = T(1 + \frac{k-1}{2}M^2) \tag{4}$$

动叶中的相对总压为:

$$p_{r,j}^* = p_{r,j-1}^* (\frac{T_{r,j}^*}{T_{r,j-1}^*})^{\frac{k}{k-1}} - \bar{\omega} (p_{r,j-1}^* - p_{j-1}) \tag{5}$$

总压与静压之间的换算式为:

$$p^* = p(1 + \frac{k-1}{2}M^2)^{\frac{k}{k-1}} = p(\frac{T^*}{T})^{\frac{k}{k-1}} \tag{6}$$

密度根据理想气体状态方程和热力学方程求得:

$$\rho = \frac{p^*}{(\frac{T^*}{T})^{\frac{k}{k-1}} RT} \tag{7}$$

动叶出口周向速度为:

$$c_{u,j} = w_{u,j} + \omega R_{m,j} = w_{a,j} \tan \beta_{r,j} + \omega R_{m,j} \tag{8}$$

静叶出口周向速度为:

$$c_{u,j} = c_{a,j} \tan \beta_{r,j} \tag{9}$$

效率为:

$$\eta = \frac{(p^*/p_{in}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T^*/T_{in}^* - 1} \tag{10}$$

式中: c_p —定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ω —角速度, rad/s ; M —马赫数; $\bar{\omega}$ —总压损失; c —绝对速度, m/s ; w —相对速度, m/s ; β —出口气流角, $(^\circ)$; η —效率; 下标 j —计算站; 下标 r —相对坐标系; 下标 u —周向; 下标 a —轴向; 下标 in —进口参数。

1.3 损失模型

依据对气流造成损失的主要原因,动静叶中的总压损失 $\bar{\omega}$ 主要由叶型损失、二次流损失和激波损失组成。针对本文所用轴流压气机,对损失模型进行筛选,所用经验模型如表1所示。

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_{pof} + \bar{\omega}_{sec} + \bar{\omega}_M \tag{11}$$

表1 轴流压气机性能分析经验模型

Tab.1 Empirical models for the performance analysis of the nine-stage axial compressor

参 数	经验模型
攻角 i^*	文献[16]
落后角 δ^*	文献[16]
非设计工况落后角 δ	文献[17]
叶型损失 $\bar{\omega}_{pof}^*$	文献[18]
非设计点叶型损失 $\bar{\omega}_{pof}$	文献[19]
二次流损失 $\bar{\omega}_{sec}$	文献[20]
激波损失 $\bar{\omega}_M$	文献[21]
喘振边界判断	文献[22]

根据所选经验模型计算出参考攻角 i^* 、落后角 δ 及总压损失 $\bar{\omega}$,即可计算得到叶片出口总温、总压,由连续性方程判断流量是否连续并进行迭代求解,得到叶片排出口气流参数后输入下一级进口进行计算。

2 船用三轴燃气轮机零维模型

2.1 数学模型

船用三轴燃气轮机基本结构及主要部件如图2所示。该船用燃气轮机为三轴结构,低压轴连接低压压气机和低压涡轮,高压轴连接高压压气机和高压涡轮,负载轴连接动力涡轮和负载。

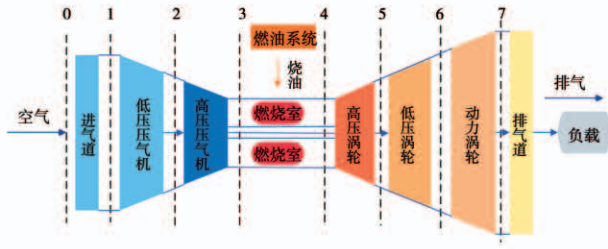


图2 船用三轴燃气轮机结构图

Fig. 2 Diagram of marine three-spool gas turbine structure

(1) 压气机模型

船用燃气轮机中,低压压气机性能由一维性能分析模型计算,高压压气机特性计算使用的数学模型为:

$$\frac{G_c \sqrt{T_{c,in}}}{p_{c,in}} = f_1(\pi_c, \frac{n_c}{\sqrt{T_{c,in}}}) \quad (12)$$

$$\eta_c = f_2(\pi_c, \frac{n_c}{\sqrt{T_{c,in}}}) \quad (13)$$

出口参数:

$$p_{c,out} = p_{c,in} \pi_c \quad (14)$$

$$N_c = G_c(h_c - h_{c,in}) \quad (15)$$

式中: $\frac{n_c}{\sqrt{T_{c,in}}}$ —折合转速; π_c —压气机压比;

$\frac{G_c \sqrt{T_{c,in}}}{p_{c,in}}$ —折合流量; η_c —压气机效率; $p_{c,in}$ 、 $p_{c,out}$ —压气机进、出口压力, Pa; N_c —消耗功率, kW。

(2) 燃烧室模型

出口流量为进口空气流量与燃油量之和。

$$G_{B,out} = G_{B,in} + G_f \quad (16)$$

$$G_{B,out} h_{B,out} = G_{B,in} h_{B,in} + G_f H_u \eta_B \quad (17)$$

式中: $h_{B,in}$ 、 $h_{B,out}$ —燃烧室进、出口焓值, kJ/kg; $G_{B,in}$ 、 $G_{B,out}$ —燃烧室进、出口流量, kg/s; G_f —燃油量, kg/s; H_u —燃料热值, kJ/kg; η_B —燃烧效率。

(3) 涡轮模型

高压涡轮、低压涡轮和动力涡轮所用模型具有通用性。涡轮特性计算依据膨胀比与折合转速确定其折合流量与效率。

$$\frac{G_T \sqrt{T_{T,in}}}{p_{T,in}} = f(\pi_T, \frac{n_T}{\sqrt{T_{T,in}}}) \quad (18)$$

$$\eta_T = f(\frac{G_T \sqrt{T_{T,in}}}{p_{T,in}}, \frac{n_T}{\sqrt{T_{T,in}}}) \quad (19)$$

出口参数:

$$p_{T,out} = p_{T,in} / \pi_T \quad (20)$$

$$N_T = G_{T,in}(h_{T,in} - h_{T,out}) \quad (21)$$

式中: $\frac{n_T}{\sqrt{T_{T,in}}}$ —折合转速; π_T —涡轮膨胀比;

$\frac{G_T \sqrt{T_{T,in}}}{p_{T,in}}$ —折合流量; η_T —涡轮效率; $p_{T,in}$ 、 $p_{T,out}$ —

涡轮进、出口压力, Pa; N_T —输出功率, kW。

2.2 模型求解方法

当船用三轴燃气轮机稳定工作时,根据物理模型,稳态共同工作方程组写为7个平衡方程,分别为低压转子功率平衡、高压转子功率平衡、动力转子功率平衡、高、低压压气机之间流量平衡、低压涡轮进口流量平衡、高压涡轮进口流量平衡和动力涡轮进口流量平衡。进行非设计点部件匹配求解时,因为平衡方程组没有具体的解析表达式,需要通过数值迭代的方式进行求解。Newton-Raphson 迭代算法是一种矩阵迭代求解方法,迭代求解流程如图3所示。

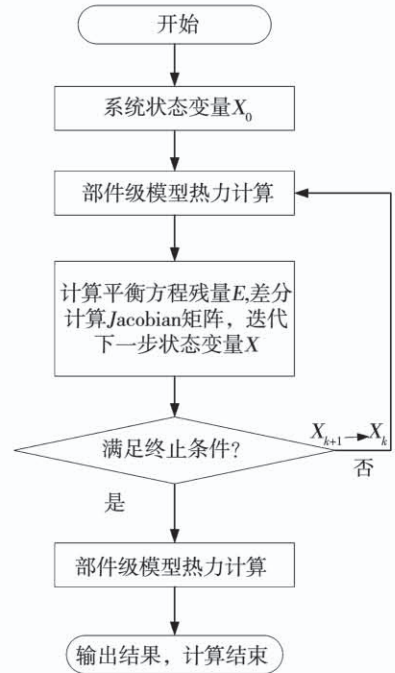


图3 稳态 Newton-Raphson 迭代算法流程

Fig. 3 Diagram of steady-state Newton-Raphson iterative algorithm

运用 Newton-Raphson 法求解燃气轮机部件级仿真模型时,需要注意系统状态向量 X_0 初始值的给定。在三轴燃气轮机中,系统状态向量除低压轴转

速和高压轴转速外,其余参数根据所需边界条件可以选择压气机、涡轮的压比/膨胀比、折合流量、涡轮比焓降和辅助线 β 值等,当选择不同的自变量组合时,热力计算过程有一定差异,但求解的基本原理相同。

3 压气机多排可调静叶优化匹配方法

3.1 燃气轮机变维度耦合模型

燃气轮机零维整机模型与压气机一维性能分析模型的耦合方法原理如图4所示,压气机几何参数(轮缘半径、稠度、进口导叶和前4级可调静叶角度)输入到低压压气机部分,低压压气机使用一维性能分析模型进行性能计算,并与其他零维部件模型耦合。

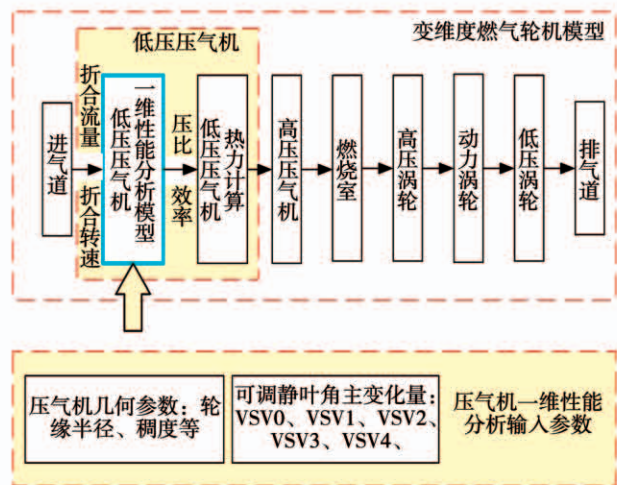


图4 变维度燃气轮机模型建立原理

Fig. 4 Diagram of principles of multi-fidelity gas turbine model

在变维度模型中,压气机一维性能分析模型所需输入的边界条件为进口总压 p_0 、总温 T_0 、折合流量 G_{LC} 和折合转速 n_L ,低压压气机部件的性能参数基于一维性能分析方法得到。因此,根据一维性能分析方法的进口边界条件:折合流量 G_{LC} 与折合转速 n_L ,对压比、效率进行计算,之后传递至低压压气机热力计算模型,得到低压压气机出口参数,传递至后续部件。整机性能计算完毕后使用稳态 Newton-Raphson 方法对状态变量进行求解以满足平衡条件。

3.2 压气机多排可调静叶优化匹配

三轴燃气轮机是高度复杂的非线性系统,多种

变量影响燃气轮机的经济性与稳定性,对压气机性能的基本要求是要确保燃气轮机全工况下的高效稳定运转。合理的静叶调节规律将改善工作状态下压气机各级匹配与燃气轮机各部件匹配,提高变工况运行状态下燃气轮机经济性及稳定性水平,为进一步的样机试制和实验提供参考。低压压气机喘振裕度代表整机稳定性:

$$SM = \left[\frac{(\pi/\bar{G})_s}{(\pi/\bar{G})_0} - 1 \right] \times 100\% \quad (22)$$

$n_{cor} = \text{const}$

耗油率代表整机经济性:

$$SFC = \frac{3\,600 \times G_f}{N_T} \quad (23)$$

对于任意工况,在保证燃气轮机安全运行前提下,存在最优角度使目标函数最优。以压气机的喘振裕度和整机耗油率作为优化目标,目标函数为:

$$y(SM, SFC) = f(VSVs) \quad (24)$$

自变量约束条件为:

$$VSVs_{min} \leq VSVs \leq VSVs_{max} \quad (25)$$

式中:VSVs—可调静叶角度变化量,($^\circ$); $VSVs_{max}$ 、 $VSVs_{min}$ —变化量上、下限,($^\circ$)。

利用传统梯度优化算法进行变维度燃气轮机模型多排可调静叶调节优化分析,由于优化变量较多且系统的非线性强度高,不仅成本高、工作量大,而且优化变量之间高度耦合,梯度优化算法易进入局部最优解,利用多目标遗传算法进行三轴燃气轮机的可调静叶优化匹配。发挥遗传算法不同于传统单点搜索方法的优势,以群体搜索特性避免对多峰分布的搜索空间进行搜索时陷入局部某个单峰极值点的问题,利用遗传算法的并行化和较好的全局搜索性进行优化。

遗传算法从一个初始群体出发,通过染色体群的一代代不断进化:选择(复制)、交叉和变异,最终收敛到“最适应环境”的个体,从而求得问题的最优解或满意解^[23-26]。

在单目标优化问题中,优化过程的最终目标是求取使目标函数值最小或最大时的解。而对于多目标遗传算法优化而言,存在多个目标函数,不能通过目标函数值进行排序,进而评价可行解的优劣,因此,V. Pareto 提出了 Pareto 最优解的概念。在大多数情况下,多目标遗传算法优化问题的各个目标最优值是互相矛盾的,其解不唯一,得到的结果是各优

化目标之间折中平衡的结果,称为 Pareto 最优解集,这也是目前多目标遗传算法最常用的解型式。Pareto 最优解较其他解拥有最少的目标冲突,在某个最优解的基础上改善任意优化目标函数都会对至少一个其他优化目标产生不利影响。图 5 为最优解集在空间上形成的 Pareto 前沿面示意图。

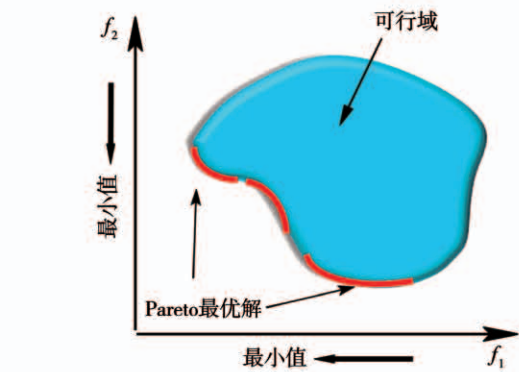


图 5 Pareto 最优解示意图

Fig.5 Diagram of Pareto optimal solutions

压气机多排可调静叶优化匹配优化流程,如图 6 所示,多目标遗传算法给定目标函数不同的可调静叶角度后,进行整机匹配及喘振边界计算,输出目标函数中的耗油率与喘振裕度,对不同适应代数中个体适应度进行评价,最终获得可调静叶的 Pareto 最优解。

4 结果及分析

假设初始状态下,0~4 级可调静叶的角度变化量为 0°,根据已知低压压气机几何参数及三轴燃气轮机模型,对 25%~100% 工况下进口可转导叶与前 4 级可调静叶的调节方案进行优化,可调静叶变化量范围如表 2 所示,变化量范围从 25% 工况至 100% 工况逐渐降低。

表 2 可调静叶变化量范围

Tab.2 Variation range of variable stator vanes

工况	VSVs _{min} / (°)	VSVs _{max} / (°)
25%	-18	18
40%	-18	18
55%	-15	15
70%	-15	15
85%	-5	10
100%	-5	5

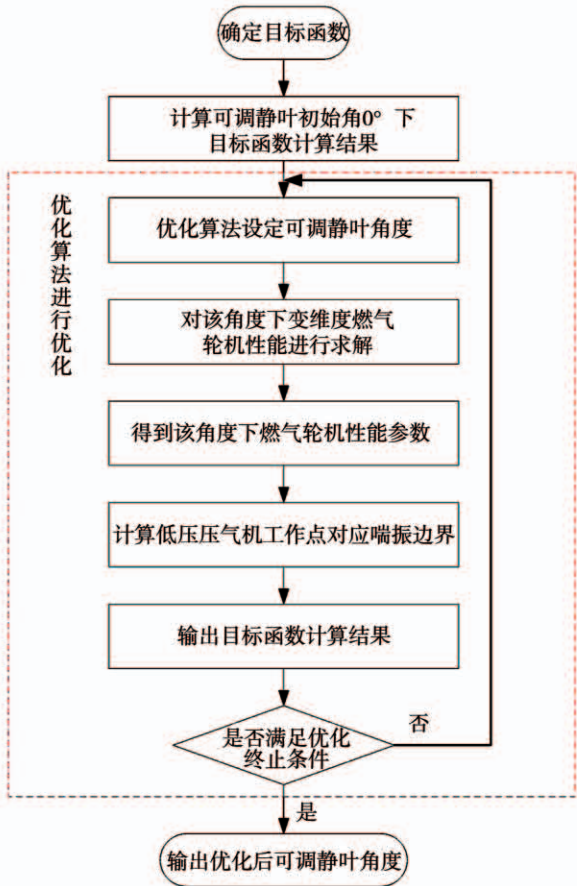


图 6 可调静叶优化匹配流程

Fig.6 Diagram of variable stator vanes optimization process

优化结果中最大喘振裕度方案如表 3 所示,最小耗油率方案如表 4 所示,其中,SM_{RVR} 为喘振裕度相对变化百分比,SFC_{RVR} 为耗油率相对变化百分比。

表 3 最大喘振裕度方案

Tab.3 Scheme of maximum surge margin

工况	VSV0/ (°)	VSV1/ (°)	VSV2/ (°)	VSV3/ (°)	VSV4/ (°)	SM _{RVR} / %	SFC _{RVR} / %
25%	4.93	8.95	13.98	7.96	10.24	70.97	-1.4
40%	-3.04	7.69	14.64	11.94	11.27	62.24	-0.18
55%	-1.48	12	11.79	10.46	6.97	50.19	-0.43
70%	-11.8	9.44	10.91	9.68	10.59	40.17	0.82
85%	1.72	4.17	9.13	5.74	7.76	29	0.41
100%	4.56	4.47	4.73	4.67	4.29	18.32	0.211

在变工况时使用优化后的静叶角度方案,保证燃气轮机稳定高效运行。依据不同工况多排可调静

叶优化匹配结果,利用三轴燃气轮机模型,通过控制外部负载的方式求得 25% ~ 100% 工况下的稳态工作点数据,将不同工况下的低压压气机部件稳态工作点进行连接,得到静叶角度处于最小耗油率角度方案、最大喘振裕度角度方案及原始角度方案下的压比 - 流量特性线及部件共同工作线如图 7 所示。可以看出,在压比 - 流量特性线上各工况对应的工作点发生了变化,角度变化后压比最高提升了 2.17%,但是共同工作线的整体位置几乎没有变化,喘振裕度的增加及喘振边界的移动与工作点位置的变化有关。

表 4 最小耗油率方案

Tab.4 Scheme of minimum fuel consumption

工况	VSV0/ (°)	VSV1/ (°)	VSV2/ (°)	VSV3/ (°)	VSV4/ (°)	SM _{RVR} / %	SFC _{RVR} / %
25%	5.35	12.84	13.96	8.13	4.92	63.76	-2.06
40%	-2.11	11.08	13.23	7.19	3.66	46.8	-1.36
55%	0.45	12.19	10.84	4.05	1.88	32.15	-1.09
70%	7.42	9.5	7.7	2.41	1.96	24.01	-0.82
85%	4.08	7.13	6.21	1.76	0.34	15.23	-0.54
100%	3.13	4.21	4.33	1.13	-0.47	6.66	-0.27

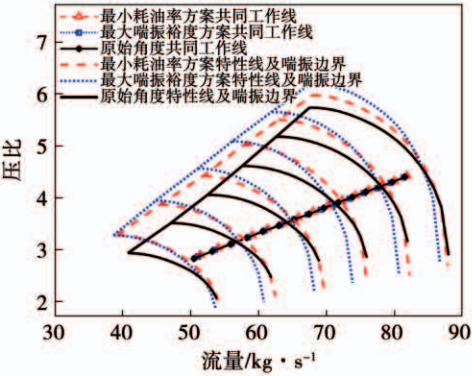


图 7 压比 - 流量特性线及共同工作线

Fig.7 Diagram of pressure ratio-flow characteristic line and common work line

低压压气机可调静叶角度处于最小耗油率角度方案、最大喘振裕度角度方案及原始角度方案下的效率 - 流量特性线及部件共同工作线如图 8 所示。可以看出,在效率 - 流量共同工作线上各工况对应的工作点流量变化不大,效率随特性线上最高效率点的移动变化,静叶处于最小耗油率角度方案时

25% 工况下效率提升最高,为 4.34%。

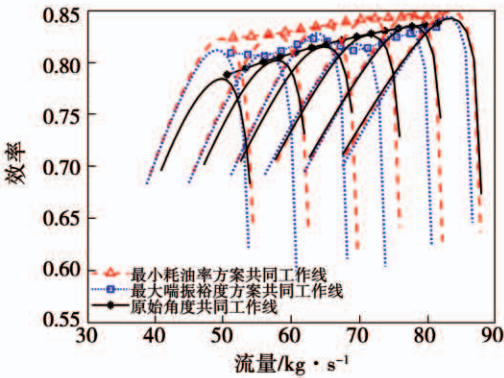


图 8 效率 - 流量特性线及共同工作线

Fig.8 Diagram of efficiency-flow characteristic line and common work line

低压压气机可调静叶角度处于最小耗油率角度方案、最大喘振裕度角度方案及原始角度方案下的折合转速 - 流量共同工作线如图 9 所示。可以看出,在最大喘振裕度角度方案下各工况折合转速提升了约 4%,在最小耗油率角度方案下各工况折合转速提升了约 3%,折合转速变化较大。

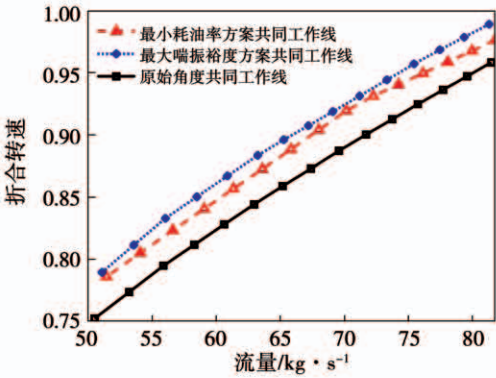


图 9 折合转速 - 流量共同工作线

Fig.9 Diagram of speed-flow rate common work line

5 结 论

(1) 优化后的可调静叶方案能提高压气机的喘振裕度,降低整机的耗油率,可用于确定设计初期压气机静叶最优调整角度。

(2) 静叶角度处于不同优化方案下时,压比 - 流量共同工作线上对应压比最高提升 2.17%,但共同工作线的整体位置几乎没有变化,喘振裕度的增

加及喘振边界的移动与工作地点位置的变化有关。

(3) 静叶角度处于不同优化方案时,效率-流量共同工作线上各工况对应的工作点流量变化不大,效率随特性线上最高效率点的移动变化,静叶处于最小耗油率角度方案时 25% 工况下效率提升最高,为 4.34%。各工况下折合转速在最大喘振裕度角度方案下提升了约 4%,在最小耗油率角度方案下提升了约 3%。调节静叶后重新匹配对共同工作线的整体位置影响不大,主要对效率及折合转速产生影响,进而影响整机性能参数。

参考文献:

- [1] FOLLEN G, AUBUCHON M, et al. Numerical zooming between a NPSS engine system simulation and a one-dimensional high compressor analysis code [R]. NASA/TM-2000-209913 Computational Aerosciences, Moffett Field, 2000.
- [2] SCHOEIRI M T. Active aerodynamic control of multi-stage axial compressor instability and surge by dynamically adjusting the stator blades [C]//ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air, GT 2001, New Orleans, 2001.
- [3] 夏 联, 崔 健, 顾 扬. 可调静叶对压气机低速性能影响的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2005(1): 31-34.
XIA Lian, CUI Jian, GU Yang. An experimental investigation on the effect of variable stator vane angle on compressor performance at low-speed [J]. Gas Turbine Test and Research, 2005(1): 31-34.
- [4] TOOKE R W, BRICKNELL D. Propulsion systems and the MT30 marine gas turbine: the quest for power [C]. ASME Turbo Expo, Collocated with the International Joint Power Generation Conference, Atlanta, GA, United states 2003(3): 557-566.
- [5] KLAPPROTH J, MILLER M, PARKER D. Aerodynamic development and performance of the CF6-6/LM2500 compressor [C]//4th International Symposium on Air Breathing Engines, Orlando, 1979.
- [6] WADIA A R, WOLF D P, HAASER F G. Aerodynamic design and testing of an axial flow compressor with pressure ratio of 23.3:1 for the LM2500 + gas turbine [J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): V001T03A042.
- [7] 史 磊, 刘 波, 张 鹏, 等. 商用发动机 10 级高压压气机一维特性优化设计[J]. 航空动力学报, 2013(7): 1564-1569.
SHI Lei, LIU Bo, ZHANG Peng, et al. One-dimensional characteristic optimization design for ten-stage high-pressure compressor in commercial engine [J]. Journal of Aeronautical Dynamics, 2013(7): 1564-1569.
- [8] SUN J, ELDER R L. Numerical optimization of a stator vane setting in multistage axial-flow compressors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 1998, 212(4): 247-259.
- [9] GALLAR L, ARIAS M, PACHIDIS V, et al. Stochastic axial compressor variable geometry schedule optimisation [J]. Aerospace Science & Technology, 2011, 15(5): 366-374.
- [10] 彭 斌. 多级轴流压气机一维性能建模及变几何优化 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
PENG Cheng. One-dimensional performance modeling and variable geometry optimization of multistage axial compressor [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
- [11] 钟勇健. 多级轴流压气机一维性能计算与优化研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
ZHONG Yong-jian. Mean line performance calculation and optimization of multi-stage axial compressor [D]. Shanghai: Shanghai Jiao-tong University, 2014.
- [12] 张夏雯, 琚亚平, 张楚华. 多级轴流压气机性能预测及导静叶调节优化 [J]. 工程热物理学报, 2020, 41(6): 1418-1424.
ZHANG Xia-wen, JU Ya-ping, ZHANG Chu-hua. Performance prediction and igv-stator adjustment optimization of a multi-stage axial-flow compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(6): 1418-1424.
- [13] REITENBACH S, SCHNOES M, BECKER R G, et al. Optimization of compressor variable geometry settings using multi-fidelity simulation [C]//ASME IGTI 2015 Turbo Expo, Montreal, 2015.
- [14] 王志涛, 白 冰, 李铁磊, 等. 考虑可调静叶压气机的船舶燃气轮机仿真优化 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(11): 1721-1726.
WANG Zhi-tao, BAI Bing, LI Tie-lei, et al. Simulation optimization of marine gas turbine with VSV compressor [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(11): 1721-1726.
- [15] SMITH L S. One-dimensional mean line code technique to calculate stage-by-stage compressor characteristics [D]. Knoxville: University of Tennessee, 1999.
- [16] LIEBLEIN S. Incidence and deviation-angle correlations for compressor cascades [J]. Journal of Fluids Engineering, 1960, 82(3): 575.
- [17] CREVELING H F, CARMODY R H. Axial flow compressor computer program for calculating off design performance [R]. NASA-Lewis Research Center, Cleveland, 1968.
- [18] SWAN W C. A practical method of predicting transonic-compressor performance [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines &

- Power, 1961, 83(3): 322.
- [19] AUNGIER R, FAROKHI S. Axial-flow compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis [J]. Applied Mechanics Reviews, 2004, 57(4): 22.
- [20] Howell R A. Fluid dynamics of axial compressors[J]. ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1945, 153: 441–452.
- [21] MILLER G R, LEWIS G W, HARTMANN M J. Shock losses in transonic compressor blade rows[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1961, 83(3): 235.
- [22] LIEBLEIN S, SCHWENK F C, BRODERICK R L. Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements[R]. Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, 1953.
- [23] REITENBACH S, SCHNOES M, BECKER R G, et al. Optimization of compressor variable geometry settings using multi-fidelity simulation[C]//ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, 2015.
- [24] 李 明. 基于神经网络和遗传算法的发动机性能优化方法研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- LI Ming. Research on engine performance optimization method based on neural network and genetic algorithm[D]. Shanghai: Shanghai Jiao-tong University, 2011.
- [25] 刘 勇. 非数值并行算法. 第二册, 遗传算法[M]. 北京: 科学出版社, 1995.
- LIU Yong. Non-numerical parallel algorithms. Volume II, genetic algorithms[M]. Beijing: Science Press, 1995.
- [26] 赵金星. 基于神经网络和遗传算法的 Atkinson 循环发动机全负荷范围性能优化研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2013.
- ZHAO Jin-xing. Research on performance optimization of Atkinson cycle engine full load range based on neural network and genetic algorithm[D]. Shanghai: Shanghai Jiao-tong University, 2013.

(王治红 编辑)

(上接第 6 页)

- [15] YANG Jun-lan, MA Yi-tai, LI Min-xia, et al. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander[J]. Exergy, 2005, 30(7): 1162–1175.
- [16] GUAN Hai-qing, MA Yi-tai, LI Min-xia. Some design features of CO₂ swing piston expander[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(2): 237–243.
- [17] 廖吉香, 郑 群, 刘兴业, 等. CO₂ 与 R41 跨临界朗肯循环低温发电系统比较分析[J]. 热能动力工程, 2017, 32(9): 69–73, 124–125.
- LIAO Ji-xiang, ZHENG Qun, LIU Xing-ye, et al. Comparison analysis of low-temperature power generation system with transcritical Rankine cycle using R41 and CO₂[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(9): 69–73, 124–125.
- [18] WANG Jiang-feng, ZHAO Pan, NIU Xiao-qiang, et al. Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO₂ driven by solar energy[J]. Applied Energy, 2012, 94: 60–61.
- [19] E. Я. 索科洛夫, H. M. 津格尔. 喷射器[M]. 北京: 科学出版社, 1977.
- SOKOLOV E Я, ZINGER H M. Ejector[M]. Beijing: Science Press, 1977.
- [20] 何丽娟, 梁晶晶, 张少华. CO₂-[emim][Tf₂N] 二元混合体系超额混合焓的预测[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(9): 99–104.
- HE Li-juan, LIANG Jing-jing, ZHANG Shao-hua. Prediction of molar excess enthalpies in binary solution of CO₂-[emim][Tf₂N][J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(9): 99–104.

(王治红 编辑)