文章编号:1001 - 2060(2024)04 - 0051 - 10

轴流涡轮与排气壳扩压段一维耦合设计研究

肖定坤[1],屈　彬[2],陶春德[3],高　杰[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. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002;
3. 陕西航空电气有限责任公司,陕西 西安 710077)

摘　要:为探究轴流涡轮耦合排气壳扩压段的一维设计变量选取规律,提高排气壳扩压段的性能,参考现有 NRCC 叶栅导叶模型,采用自编程序,结合理论分析构建轴流涡轮与排气扩压段耦合的一维设计模型。详细分析耦合设计中影响扩压段的静压恢复系数以及总体性能的因素。研究结果表明:扩压段面积比、平均倾角、扩张角以及壁面摩擦系数等设计参数不仅影响扩压段的静压恢复系数,也影响涡轮的气动效率;本研究模型在面积比为 3.5、平均倾角 ϕ 为 30°、扩张角 δ 为 5°时整体性能最优;涡轮出口气流的马赫数、叶顶泄漏流以及出口旋流对扩压段的性能有很大影响,出口半径比的增大会使得静压恢复系数降低,因此在耦合设计时应充分考虑涡轮以上参数的选择。

关　键　词:轴流涡轮;排气壳;一维设计模型;耦合设计;静压恢复系数

中图分类号:TK221　　**文献标识码**:A　　DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.04.007

[**引用本文格式**]肖定坤,屈　彬,陶春德,等. 轴流涡轮与排气壳扩压段一维耦合设计研究[J]. 热能动力工程,2024,39(4):51 - 60. XIAO Ding-kun, QU Bin, TAO Chun-de, et al. Research on one-dimensional coupling design of axial turbine and diffuser section of exhaust casing[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(4):51 - 60.

Research on One-dimensional Coupling Design of Axial Turbine and Diffuser Section of Exhaust Casing

XIAO Ding-kun[1], QU Bin[2], TAO Chun-de[3], GAO Jie[1]
(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;
2. AECC Hunan Power Machinery Research Institute, Zhuzhou, China, Post Code: 412002;
3. Shaanxi Aviation Electric Co., Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710077)

Abstract: In order to explore the one-dimensional design variable selection law of the axial turbine coupled exhaust casing diffuser section, and improve the performance of the exhaust casing diffuser section, referring to the existing NRCC cascade guide vane model, a one-dimensional design model of the coupling of axial turbine and exhaust diffuser section was constructed by using self-programmed program and theoretical analysis. The factors affecting the static pressure recovery coefficient and overall performance of the diffuser section in the coupling design were analyzed in detail. The results show that the area ratio, average inclination angle, divergence angle and wall friction coefficient in the design parameters of the diffuser section not only affect the static pressure recovery coefficient of the diffuser section, but also affect the aerodynamic efficiency of the turbine; for the research model in this paper, the overall performance is best when the area ratio is 3.5, the average inclination angle is 30°, and the divergence angle is 5°; however, the Mach number, blade tip leakage flow and outlet swirl of the turbine outlet gas flow have

收稿日期:2023 - 02 - 03;　**修订日期**:2023 - 05 - 03
基金项目:国家自然科学基金(51979052);国家科技重大专项(J2019-II-0018-0039)
Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (51979052); National Science and Technology Major Project (J2019-II-0018-0039)
作者简介:肖定坤(2000 -),男,哈尔滨工程大学硕士研究生.
通信作者:高　杰(1985 -),男,哈尔滨工程大学教授.

a great influence on the performance of the diffuser section, and the increase of the outlet radius ratio reduces the static pressure recovery coefficient, so the selection of the above parameters of the turbine should be fully considered when coupling the design.

Key words: axial turbine, exhaust casing, one-dimensional design model, coupling design, static pressure recovery coefficient

引 言

在现今的工业生产和生活中,燃气轮机和汽轮机已经得到了广泛应用。排气壳是燃气轮机、汽轮机和增压器涡轮必不可少的部件,排气壳与轴流涡轮耦合的研究方法可以有效提高涡轮性能。

Ding 等人[1]的耦合研究表明,重新排列涡轮转子叶片是调整叶片出口展向流动的有效方法,此设计对排气扩压器的性能很有利。Fu 等人[2]在考虑涡轮 — 排气壳流动相互作用的基础上,对扩压段端壁形状进行了改进,发现新设计的排气壳扩压段可以提高排气壳的压力恢复能力,从而提高涡轮的功率输出。Birk 等人[3]基于数值多目标优化研究,对扩压段进行改良,针对一组理想结果设计短环形扩压段。Huang 等人[4]开发了基于软件 NUMECA 和 iSIGHT 的排气壳综合优化平台,此平台采用自适应模拟算法(全局搜索法)和 Hooke-Jeeves 直接搜索法两种优化方法对排气壳进行优化。高杰等人[5]在对排气壳(有支板)与涡轮非定常耦合的研究基础上,提出了一种支板的非对称布置方法来降低涡轮叶片所受的气动力,结果表明,采用适当的非对称支板布置,可以降低动力涡轮叶片表面特定频率处的气动力水平,而且转子叶片出口的静压也有所降低。因此,可以采用非对称支板设计来降低振动,提高叶片疲劳寿命。

许多现有文献对于排气壳与涡轮耦合设计和改型设计的研究一般都是基于三维进行的,二者之间的匹配也是在完成后进行的,在一维设计的过程中没有考虑下游排气壳的影响。本文在涡轮和排气壳的一维设计中将相互的设计参数进行关联,采用 Matlab 程序建立轴流涡轮和排气壳扩压段耦合设计模型,探究出轴流涡轮耦合排气壳扩压段的一维设计变量选取规律,并进一步进行关键参数的敏感性分析,最终为工程快速设计预估和进一步的三维造型提供关键参考。

1 扩压段计算模型

1.1 几何模型

根据 Elgamma 和 Stanitz 等人[6-7]提出的扩压段几何模型,建立排气壳扩压段子午面几何模型,如图 1 所示。

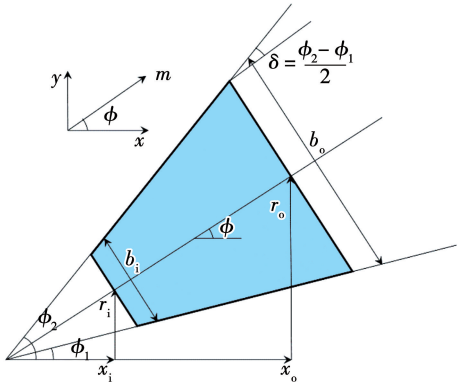

图 1 扩压段子午剖面图

Fig. 1 Diffuser section meridian profile

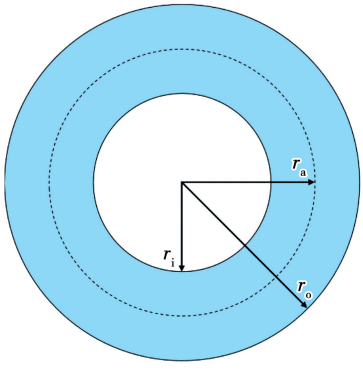

图 2 扩压段某轴向截面参数

Fig. 2 A certain axial section parameter of diffuser section

图中, ϕ_1,ϕ_2 分别为扩压段内倾角(°)和外倾角(°), $\phi = \frac{(\phi_1 + \phi_2)}{2}$表示平均内倾角(°);扩压段中的流动定义 x 为轴向,y 为径向坐标,m 为子午方向,m 与 x 的夹角即为 ϕ;r_i,r_o—扩压段进出口平均

半径,m;x_i,x_o—扩压段进出口轴向距离,m;b_i,b_o 分别表示进出口面的通道高度,m;$\delta = \frac{\phi_2 - \phi_1}{2}$表示扩压段扩张程度的大小,定义为扩张角(°)。

由扩压段的关键几何参数表达子午方向坐标 m 的函数,如下式所示:

$$y(m) = r_i + m\sin(\phi) \tag{1}$$

$$x(m) = x_i + m\cos(\phi) \tag{2}$$

$$b(m) = b_i + 2m\tan(\delta) \tag{3}$$

轴向坐标 x 和径向坐标 y 之间存在关系:

$$\tan\phi = \frac{dy}{dx} = \left(\frac{dy}{dm}\right)\cdot\left(\frac{dx}{dm}\right)^{-1} \tag{4}$$

则由图 2 可以推导出扩压段进出口截面的面积,可以表示为:

$$A = \pi(r_o^2 - r_i^2) = \pi(r_o - r_i)(r_o + r_i) = \pi b\left[\left(r_a + \frac{b}{2}\right) + \left(r_a - \frac{b}{2}\right)\right] = 2\pi b r_a \tag{5}$$

式中:r_a—扩压段中截面半径,m。

扩压段进出口面积比为:

$$A' = \frac{A_o}{A_i} \tag{6}$$

1.2　数学计算模型

扩压段流动的数学模型是基于环形通道中质量、子午方向动量和切向动量以及能量的输运方程而建立的,采用 Agromayor 等人[8]推导的控制方程,如式(7)~式(10)所示。通过如图 3 所示的无穷小控制体的质量、动量和能量平衡,可以推导出扩压段内流体的控制方程。

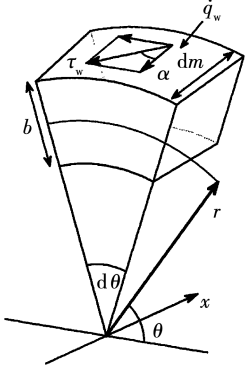

图 3　扩压段内微分控制体

Fig. 3 Differential control body in diffuser section

质量方程:

$$v_m\frac{d\rho}{dm} + \rho\frac{dv_m}{dm} = -\frac{\rho v_m}{br}\frac{d}{dm}(br) \tag{7}$$

子午方向动量方程:

$$\rho v_m\frac{dv_m}{dm} + \rho\frac{dp}{dm} = -\frac{\rho v_\theta^2}{r}\sin(\phi) - \frac{2\tau_w}{b}\cos(\alpha) \tag{8}$$

切向方向动量方程:

$$\rho v_m\frac{dv_\theta}{dm} = -\frac{\rho v_\theta v_m}{r}\sin(\phi) - \frac{2\tau_w}{b}\sin(\alpha) \tag{9}$$

能量方程:

$$\rho v_m\frac{dp}{dm} - \rho v_m a^2\frac{dp}{dm} = \frac{2(\tau_w v + \dot{q}_w)}{b(\partial e/\partial p)_\rho} \tag{10}$$

式中:v_m—子午方向上的速度,m/s;ρ—密度,kg/m^3;τ_w—壁面的粘性应力,Pa;α—切向方向与子午方向的夹角,(°);a—当地声速,m/s;$\dot{q}_w$—壁面的热通量,W/m^2;e—内能,J。

壁面粘性应力 τ_w 可以通过摩擦系数 C_f 来计算得出[9]:

$$\tau_w = C_f\frac{\rho v^2}{2} \tag{11}$$

假定壁面粘性应力 τ_w 方向与速度矢量的方向相反,则子午方向的粘性应力为 $-\tau_w\cos(\alpha)$,切向的粘性应力为 $-\tau_w\sin(\alpha)$。排气壳扩压段中环形通道内带有入口旋流的流动特点,而现有表面摩擦系数 C_f 的计算公式无法准确考虑到扩压段上游涡轮出口旋流对壁面切应力的影响。因此,本文中摩擦系数并没有利用常见的公式进行计算,而是参考了已有相关文献基于扩压段实验的数据进行估算。如 Brown[10]测量了不同扩压器的局部壁面摩擦系数,得到的 C_f 值在 0.003~0.01 之间;Johnston 等人[11]推荐使用的整体 C_f 的取值范围在 0.005~0.01 之间;Dubitsky 等人[12]建议 0.01 为表面摩擦系数 C_f 最合理的估计值。参考以上结果,本文选取扩压段壁面摩擦系数 $C_f = 0.01$ 进行计算。

此外,式(10)中含有热通量 $\dot{q}_w$ 这一项,可以考虑由于扩压段壁面热量交换引起的损失,根据雷诺类比(Reynolds Analogy),壁面热通量 $\dot{q}_w$ 正比于壁面温度 T_w 和流体温度 T_0的温度差。

$$\dot{q}_w = Q(T_w - T_0) \tag{12}$$

传热系数 Q 可以用表面摩擦系数 C_f 来近似计算,即:

$$Q = \frac{1}{2}\rho v c_p C_f \tag{13}$$

式中：c_p—工质流体的比定压热容，J/(kg·K)。

将式(13)代入式(12)可得：

$$\dot{q}_w = \frac{1}{2}\rho v c_p C_f (T_w - T_0) \tag{14}$$

在扩压段内部的工质流动时，工质的物性参数采用 Refprop 软件进行计算。由于 Matlab 程序可调用物性进行仿真计算，故本文直接在程序中添加 refprop. m 函数并进行调用来完成工质物性的计算。

在涡轮一维设计时，轴流涡轮的损失只能通过损失模型来进行预估。工程中比较常用的有 AMDCKO模型、Denton 模型和 Craig&Cox 模型等，其中 AMDCKO[13]模型可以用来在涡轮的一维气动设计及优化中预测涡轮设计点及非设计点损失，选用 AMDCKO 模型预测涡轮级的叶栅损失。

2 排气壳扩压段与轴流涡轮模型的耦合

在上一节参考现有的扩压器流动模型建立了排气壳扩压段的计算模型，与以往模型不同的是，本文中扩压段的设计需要考虑上游轴流涡轮的影响，将二者的关键参数进行关联。假定从轴流涡轮出口到排气壳扩压段入口热力学状态参数和速度矢量没有发生变化。此外，扩压段模型计算的初始条件也通过轴流涡轮出口与排气壳扩压段入口的耦合面参数来给出如下式(15)所示：

$$U^{in} = \begin{bmatrix} v_m \\ v_\theta \\ \rho \\ p \end{bmatrix}^{in} = \begin{bmatrix} v_m \\ v_\theta \\ \rho \\ p \end{bmatrix}^{out} \tag{15}$$

在几何参数方面，图 4 给出了轴流涡轮出口参数和排气壳之间的联系。其中通过涡轮出口的平均半径 R_o 和叶高 H_o 求得排气壳扩压段入口的平均半径 r_i 以及入口的通道高度 b_i，具体的关系式为：

$$r_i = R_o \tag{16}$$

$$b_i = H_o/\cos(\phi) \tag{17}$$

在程序中直接给定进出口面积比 A'_A 的值，并将其作为式(8)~式(11)计算终止的条件。求解从式(16)中的初始条件开始，达到给定值时终止。

采用一维平均中径法来计算和评估轴流涡轮的性能，并采用 AMDCKO 损失模型来预估涡轮的损失分布。

定义壁面摩擦损失和出口动能损失为：

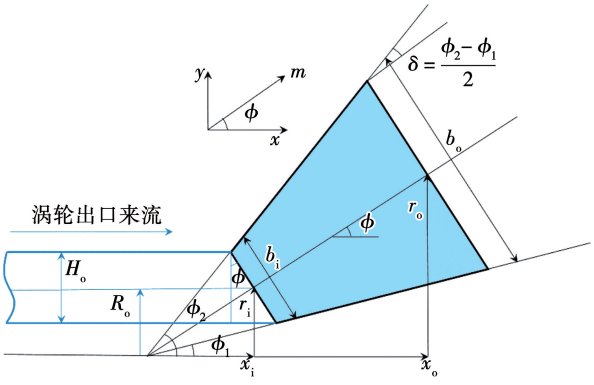

图 4 排气扩压段与轴流涡轮模型的耦合关系

Fig. 4 Coupling relationship between exhaust diffuser section and axial turbine model

$$\Delta\eta_{C_f} = \frac{(h_{in_ss} - h_{out_ss}) - (h_{in} - h_{out})}{h_{01} - h_{2s}} \tag{18}$$

$$\Delta\eta_k = \frac{\left(\frac{1}{2}v_{out}\right)^2}{h_{01} - h_{2s}} \tag{19}$$

式中：h_{in} 和 h_{out}—叶栅进出口静焓；h_{01}—涡轮进口的总焓；h_{2s}—等熵膨胀时涡轮出口静焓；h_{in_ss}—用涡轮入口的熵计算的叶栅入口的静焓；h_{out_ss}—用涡轮入口的熵计算的叶栅出口的静焓；v_{out}—叶栅出口绝对速度。

3 数值计算方法

3.1 计算域网格生成及敏感性验证

数值计算采用商用软件 ANSYS CFX，如图 5 所示。

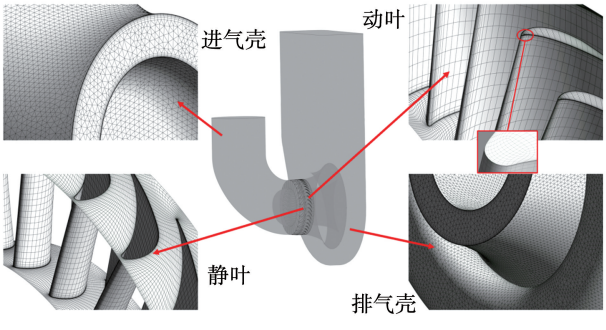

图 5 涡轮与进排气壳全流道计算域网格

Fig. 5 Calculation domain grid of turbine and intake and exhaust casings in full flow path

涡轮叶栅网格采用商业软件 NUMECA 中

Autogrid5模块结合 Pointwise 软件生成结构化网格,结构化网格层数为 17,近壁面第 1 层网格尺度 0.001 mm。进排气壳采用 ICEM CFD 软件生成非结构网格,非结构化网格层数为 15,第 1 层网格尺度 0.001 mm。

全流道模型取 4 种不同数量级的网格进行敏感性验证。不同网格数下计算得到的涡轮总静效率和折合流量变化如图 6 所示。由图 6 可知,966 万网格和 1 038 万网格之间涡轮的总静效率仅相差 0.025%,而折合效率相差 0.287%。考虑到非定常计算量的问题,取 966 万左右网格时已经能满足要求。因此本文所有方案网格总数选定为 966 万,涡轮级网格总数为 723 万,进排气壳网格数分别为 87 万和 158 万,计算网格满足 SST 湍流模型对 y^+ 值的要求。

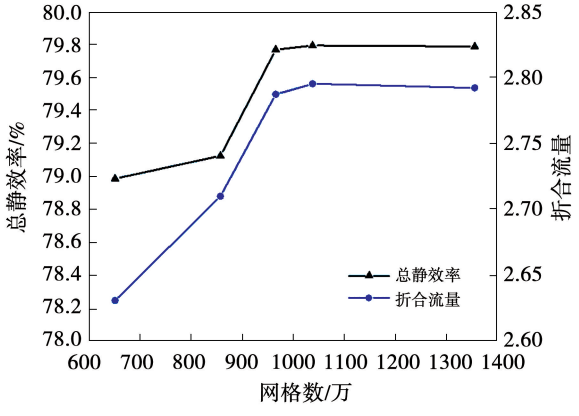

图 6　总静效率和折合流量随网格数变化曲线

Fig. 6 Change curve of total static efficiency and reduced flow with the number of meshes

3.2　数值模拟 CFD 软件校验

为验证数值模拟软件计算结果的可靠性,选择加拿大国家研究委员会研制的同样为大膨胀比涡轮的 NRCC 叶栅导叶模型进行数值模拟,通过对比 Gostelow 等人[14-15]的实验数据,验证本文所采用的 CFD 数值模拟方法的可靠性和准确性。

图 7 为 NRCC 导叶叶型及载荷分布对比图,可以看出,数值模拟结果与试验数据比较吻合。由于 CFD 结果模拟的尾缘附近激波现象比较明显,因此此处压力发生畸变,其他位置的静压与试验符合较好。可见本文所采用的数值模拟方法能够较为准确地模拟实际流场。

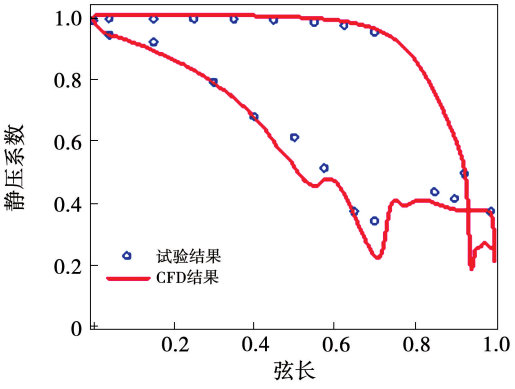

图 7　NRCC 导叶叶型及载荷分布对比图

Fig. 7 Comparison chart of NRCC guide vane profile and load distribution

4　结果与分析

4.1　轴流涡轮一维耦合设计参数影响规律分析

表 1 比较了本文程序计算的涡轮效率和排气壳静压恢复系数与 CFD 数值模拟结果。由表 1 可知:涡轮总静效率程序结果比数值计算结果高 0.48%,二者非常接近;排气壳静压恢复系数数值结果与程序所得数值相差较大,一是因为程序设计只选取了排气壳扩压段部分,没有考虑之后蜗壳内的损失,二是程序所计算的扩压段模型是简化为直端壁的,而三维 CFD 模拟的是曲线,没有考虑实际曲线端壁的分离流动。尽管静压恢复系数的结果相差较大,但本文的程序能够较为准确地预估涡轮的性能。而扩压段模型主要是用来研究耦合设计参数对其性能的影响规律,为进一步的三维型线设计奠定基础,程序结果与数值模拟结果总体上比较近似,因此可以基于程序所构建的一维设计模型进行后续的研究。

表 1　自编程序计算和 CFD 数值模拟结果

Tab. 1 Self-programming calculation and CFD numerical simulation results

参　数	数值模拟结果	程序结果	误差/%
总静效率/%	87.59	88.01	0.48
折合流量	1.854	1.848(给定)	-0.32
静压恢复系数	0.621	0.738	18.78

扩压段进出口的面积比 A' 一方面决定了其静压的恢复能力,另一方面影响着扩压段的尺寸。图 8 给出了扩压段面积比为 2,3 和 4 时轴流涡轮与排气扩压段耦合模型的损失分布。可以看出,涡轮叶

栅的气动损失分布最大的为二次流损失,其次分别为尾缘损失和叶型损失;而排气扩压段的流动损失主要来自出口动能损失,壁面的摩擦阻力损失占很小一部分。对于涡轮叶栅来说,在面积比达到 4 时损失分布才有明显变化。综合对比来看,扩压段对涡轮动叶的损失影响更大。在 $A'=2$ 时,动能损失最大,说明面积比太小时扩压性能较低,不利于动能向静压能的转化;而随着面积比的逐渐增大,到 $A'=4$ 时动能损失减小了 57.9%;由于扩压段轴向尺寸变大,气流与扩压段接触的面积增大,导致壁面摩擦损失也逐渐增大,但是壁面摩擦损失在扩压段和整个耦合模型中占比很小,故其变化对总体性能影响不大。综上,本文所研究的模型取面积比 $A'=3$ 时整体损失最低。

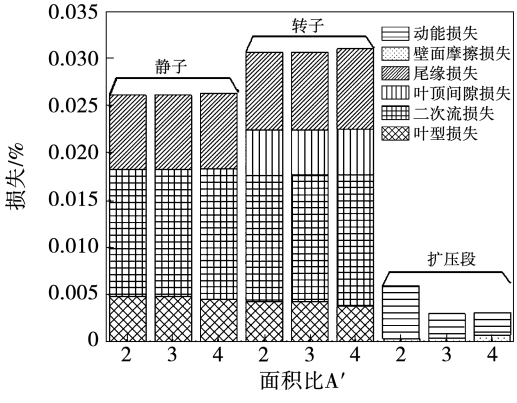

图 8　轴流涡轮和排气扩压段耦合模型的损失分布

Fig. 8 Loss distribution of coupling models for axial turbine and exhaust diffuser section

图 9 给出了 3 种扩压段面积比下的轴流涡轮与排气扩压段耦合模型的子午面视图。由图可知,面积比决定扩压段轴向和径向的尺寸,面积比越大其尺寸越大,意味着气流越能得到有效的静压恢复;扩压段尺寸受到安装等条件限制,且尺寸越大气流在扩压段内部的流动时间越久,所产生的损失越多,因此面积比的选取应综合考虑性能和设计尺寸等多个因素。

为进一步研究面积比对耦合模型总体性能的影响,选取了多个面积比并计算了各面积比下涡轮的效率和扩压段静压恢复系数。扩压段面积比对性能的影响如图 10 所示。由图 10 可知,随着面积比逐渐增大,涡轮效率和静压恢复系数变化规律基本一致。在面积比达到 3.8 左右时静压恢复系数仍在缓慢增大,但涡轮效率已到达最大值并开始降低,这说明面积比过大时其内部流动分离加深,不利于涡轮出口静压的进一步降低。

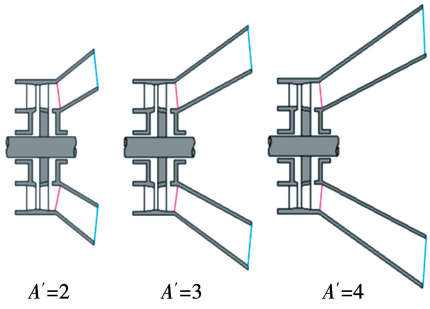

图 9　扩压段不同面积比的耦合模型子午面视图

Fig. 9 Meridian view of coupling model with different area ratios of diffuser section

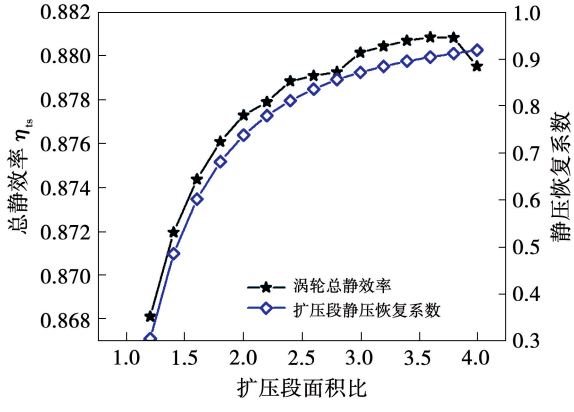

图 10　扩压段面积比对性能的影响

Fig. 10 Effect of the area ratio of diffuser section on the performance

除面积比外,耦合的其他设计参数对整体性能也有一定影响。根据实验结果分析,随着 ϕ 和 δ 的增大壁面摩擦损失都在减小。$\phi=0°$时,气流几乎没有径向速度分量,静压恢复性能最差,但有一定角度倾斜后气流动能转化为静压能,动能损失大幅降低。继续增加 ϕ 可减小壁面摩擦损失但对动能损失影响不大。δ 增大时,动能损失先增大后减小,在 $\delta=15°$时动能损失最大。图 11 和 12 给出了 ϕ 和 δ 变化时涡轮效率和静压恢复系数的变化,可见 ϕ 和 δ 增大时静压恢复系数越高,使得涡轮出口的静压

降低,便于涡轮膨胀做功,使总静效率提高;而在扩张角 $\delta = 15°$时,由于动能损失增大,导致涡轮效率受到影响。

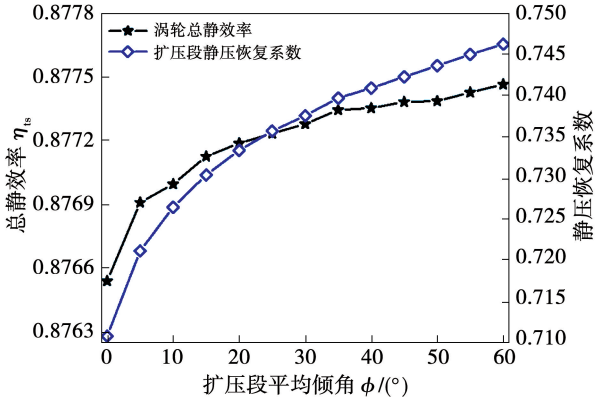

图 11　扩压段平均倾角对性能的影响

Fig. 11 Effect of the average inclination angle of diffuser section on the performance

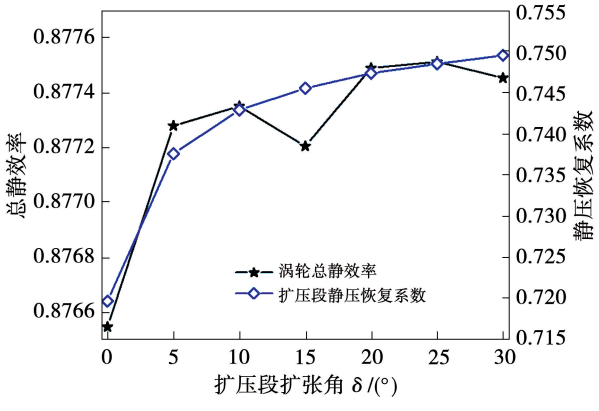

图 12　扩压段扩张角对性能的影响

Fig. 12 Effect of the divergence angle of diffuser section on the performance

图 13 给出了不同叶顶间隙高度对涡轮和扩压段性能的影响。由于间隙高度的增大增加了叶顶的泄漏量,因而涡轮的效率随之降低。由于适当的涡轮间隙射流能够抑制壁面的流动分离,随着叶顶间隙高度的增加,静压恢复性能先增大后减小;而间隙高度的增大会增加叶顶的泄漏量,因而涡轮的效率会随之降低。且过大的间隙高度会使高马赫数的间隙射流进入扩压段,增大泄漏流与扩压段内主流的掺混损失。通过实验研究数据可知,扩压段壁面的不同摩擦阻力系数对整体性能的影响,如图 14 所示。由于摩擦损失增大,涡轮效率和扩压段同步降低,摩擦系数的选取对性能影响较大。因此这一部分的损失影响也不可忽略,在未来的扩压段设计当中应加以考虑。

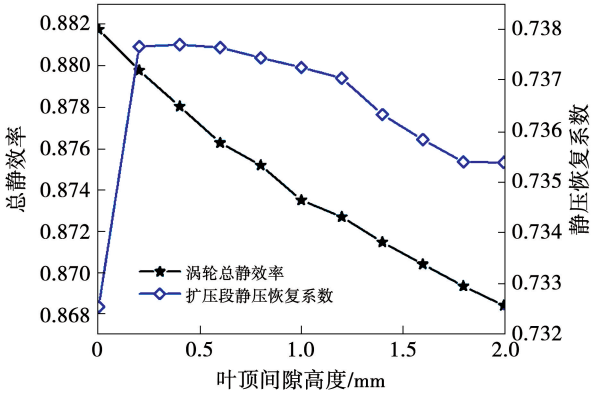

图 13　涡轮叶顶间隙对性能的影响

Fig. 13 Effect of the turbine blade tip clearance on the performance

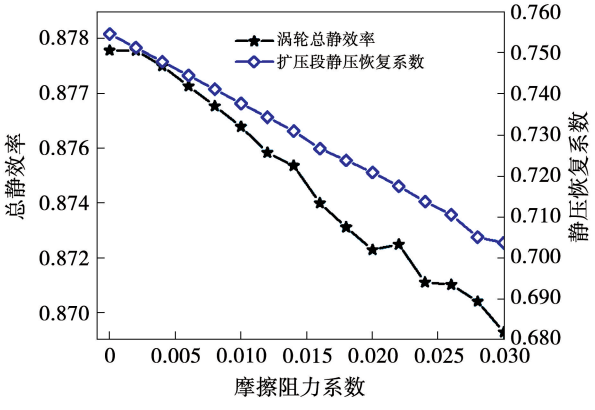

图 14　扩压段壁面摩擦阻力系数对性能的影响

Fig. 14 Effect of the frictional resistance coefficient of wall in diffuser section on the performance

4.2　排气扩压段一维耦合设计参数影响规律分析

排气壳扩压段内速度随面积比的增大而减小,这是由于入口气流为亚音速流动,在扩压段内速度逐渐减小而静压增大,即将涡轮出口的动能转化为静压的上升。在不考虑损失的情况下,气流从入口流至出口过程中滞止焓保持不变,静焓和动能间相互转换,且排气壳扩压段前半段变化剧烈,能量主要在前半段转换完成,但转换并不完全,扩压段出口动能有损失。

为验证上述推理,在一维计算中采用静压恢复系数的大小来衡量扩压段静压恢复能力,图 15 为扩

压段静压恢复系数随面积比的变化,为便于分析,静压恢复系数曲线的斜率也一并在图中给出。可以看出,静压恢复主要在扩压段前半部分进行,$A-B$ 部分静压恢复系数增长率逐渐降低。

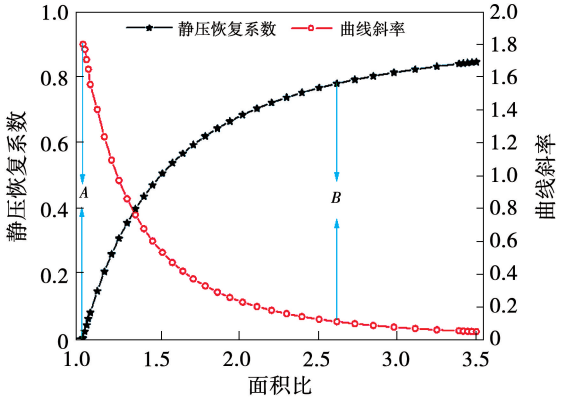

图 15　排气扩压段内静压恢复系数随面积比变化

Fig. 15 Static pressure recovery coefficient in exhaust diffuser section varing with area ratio

耦合设计要考虑轴流涡轮和排气壳之间参数的影响,采用涡轮的半径比 R' 来作为涡轮出口尺寸的耦合参数,R' 定义为涡轮轮毂半径 R_h 与叶尖半径 R_t 之比,即:

$$R' = R_h/R_t \tag{20}$$

半径比 R' 决定扩压段轴向长度 l 和通道高度 b 的大小。半径比越小意味着涡轮径向尺寸越大,因此设计的扩压段要考虑通道高度及轴向长度来更好地适应静压恢复需求。

涡轮出口的气流速度在径向的分量很小,但是耦合的扩压段却是轴-径向结构,且子午方向速度(轴向和径向矢量和)变化更大,故设计时需选取合适的扩压段径向变化角度。本文采用平均倾角 ϕ 来表征扩压段几何的径向变化程度,且 ϕ 也是涡轮出口面和扩压段过渡的角度。因为 ϕ 越小,扩压段就需要更大的尺寸将气流从轴向转为径向。而排气扩压段扩张程度对其扩压性能及几何形状有决定性的影响,δ 越大就能在越小的尺寸内完成静压恢复,但过大的扩张角和截面积变化易使气流在壁面发生分离,产生旋涡运动带来更大的流动损失,导致性能下降。

图 16 给出了扩压段入口马赫数 Ma 从 0.2~1 时静压恢复系数随面积比的变化规律。由图可知,入口马赫数越大静压恢复系数越高。由于静压恢复系数主要在扩压段前半部分进行,前半段入口动能越大所获得的静压能越大,但面积比在 2.5~3.5 时静压恢复系数上升不大。涡轮出口有一定的气流角,与之紧密耦合的排气扩压段入口气流自然存在一定的切向分量,即旋流角。给定扩压段不同的入口旋流角来计算相应的静压恢复系数值时,静压恢复系数的变化规律表明入口旋流角越大静压恢复系数越低。所以在涡轮一维设计时需考虑出口气流角对扩压段性能影响,出口气流角过大会导致扩压段入口旋流角增大,引起壁面的流动分离使得静压恢复性能下降。

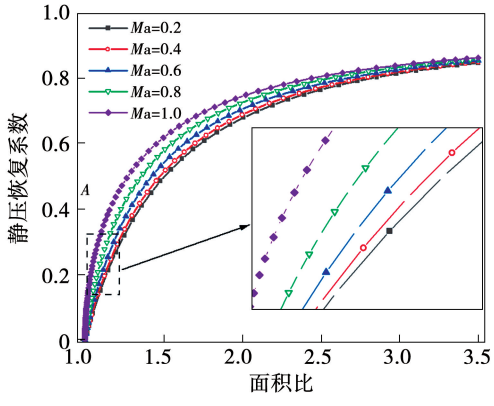

图 16　静压恢复系数随入口马赫数变化规律

Fig. 16 Static pressure recovery coefficient varing with inlet Mach number

如图 17 所示,当平均倾角 $\phi=0°$ 时静压恢复性能急剧恶化且与非零角度时相差很大,而 ϕ 值越大静压恢复系数越大,在 $\phi=60°$ 时静压恢复系数值达到了 0.886;平均倾角 ϕ 越大扩压段的轴向尺寸越小,因此在扩压段的设计中应考虑尽量增大 ϕ 的值。类似地,扩张角 δ 越大静压恢复系数越低,这是因为气流随 δ 增加在壁面更易发生分离;但是 0° 扩张角也不可取,因为扩张角越小扩压段的轴向尺寸越大,一方面 0° 扩张角会使扩压段尺寸过大;另一方面 0° 和 5° 扩张角下静压恢复系数的最大值基本相同,随 δ 的增大静压恢复系数值降低的程度是逐渐递减,故扩张角的选取应优先考虑几何尺寸限制。

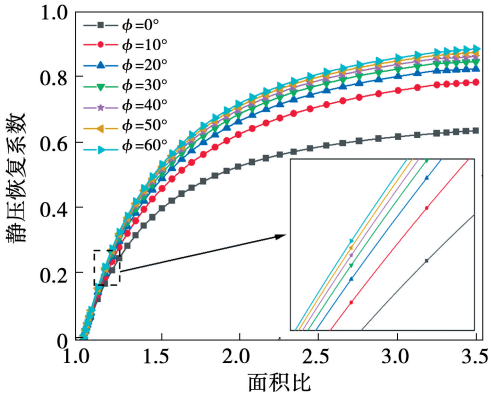

图 17　静压恢复系数随平均倾角变化规律

Fig. 17 Static pressure recovery coefficient varing with average inclination angle

涡轮出口半径比 R' 对静压恢复性能的影响规律如图 18 所示。由图 18 可知,R' 越大静压恢复系数越低且降低的程度递增,涡轮出口半径比 R' 主要影响的是环形扩压段通道尺寸,R' 越大意味着涡轮径向尺寸越小,所匹配的扩压段入口截面就越小。而气流的通道太小不利于静压恢复,因此对于较大的涡轮出口半径比,应该适当增大扩张角来获得所需的静压恢复系数。除几何与气动设计参数,同样需要考虑壁面摩擦阻力系数 C_f 对扩压段性能的影响。随着 C_f 的增大静压恢复系数值逐渐减小且线性变化,而随着面积比的增大不同 C_f 之间的静压恢复性能差别逐渐增大,$C_f=0$ 即壁面无摩擦时静压恢复系数达到最大值。

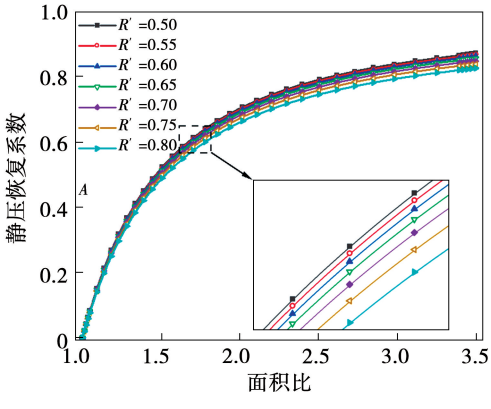

图 18　静压恢复系数随涡轮出口半径比 R' 变化规律

Fig. 18 Static pressure recovery coefficient varing with the ratio R' of turbine outlet radius

5　结　论

通过程序构建轴流涡轮与排气壳扩压段耦合的一体化设计模型,验证其对涡轮与扩压段性能预估的可行性,在此基础上探究了耦合的设计参数对性能的影响规律,得到以下结论:

(1) 静压恢复系数随扩压段面积比增大而升高,出口动能损失减小,对于特定面积比的扩压段,静压恢复主要在前半段进行;面积比过大时会导致扩压段壁面摩擦损失增加,静压恢复系数曲线到达最大值后不再上升,涡轮的总静效率提升有限,本文研究的模型面积比为 3.5 时整体性能最优。

(2) 扩压段平均倾角和扩张角增大有利于降低壁面摩擦损失,增大气流扩散程度,使得静压恢复系数和涡轮总静效率升高;但二者角度的增大会使扩压段轴向长度和尺寸过大。本文研究模型取平均倾角 $\phi=30°$、扩张角 $\delta=5°$时较为适宜,平均倾角和扩张角选取时要考虑性能和尺寸限制。

(3) 涡轮的几何参数如出口半径比 R'、叶顶间隙高度,气动参数如出口马赫数、出口旋流角等对排气扩压段及整体的性能有很大影响。R' 增大会使静压恢复系数降低且降低程度递增;适当的涡轮叶顶间隙射流进入扩压段后可抑制其壁面的流动分离,从而提升静压恢复系数;过大的间隙高度会使高马赫数的间隙射流进入扩压段,造成其与扩压段内主流掺混产生更大的损失从而降低静压恢复系数;涡轮出口马赫数增大会使扩压段在入口附近获得更高的静压恢复性能;动叶出口气流角过大使扩压段入口旋流角增大,最终恶化扩压段性能,故耦合设计时应考虑以上涡轮参数。

参考文献:

[1] DING B W, XU L P, YANG J D, et al. The effect of stage-diffuser interaction on the aerodynamic performance and design of LP steam turbine exhaust systems[C]//ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norway, June 11-15, 2018.

[2] FU J L, LIU J J, ZHOU S. Aerodynamic optimization of the diffuser towards improving the performance of turbine and exhaust hood [C]//ASME Turbo Expo 2014: Torbine Technical Conference and Exposition, Dusseldorf, Germany, June 16-20, 2014.

[3] BIRK A, CERANTOLA M. Experimental validation of numerically optimized short annular diffusers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME, 2015,

137(5):052604.1 – 052604.10.

[4] HUANG E D, CHU W L. Optimization design of an asymmetry turbine exhaust hood[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(10):1839 – 1846.

[5] GAO J, MENG F S, JIA X Q, et al. Reduction of aerodynamic forces on turbine blading by asymmetric layout of struts based on flow interaction between rotor-strut-volute[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2019, 233(8):974 – 987.

[6] ELGAMMA L A, ELKERSH A. A method for predicting annular diffuser performance with swirling inlet flow[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1981, 23:107 – 112.

[7] STANITZ J D. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change[R]. State of California, Lewis: Flight Propulsion Laboratory, 1952.

[8] AGROMAYOR R, NORD L O. One-dimensional annular diffuser model for preliminary turbomachinery design[J]. International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power, 2019, 4(3): 1 – 26.

[9] 高 杰, 岳国强, 郑 群. 船用燃气轮机动力涡轮气动设计及流动机理[M]. 北京: 科学出版社. 2020.
GAO Jie, YUE Guo-qiang, ZHEN Qun. Aerodynamic design and flow mechanism of marine gas turbine power turbine[M]. Beijing: Science Press, 2020.

[10] BROWN B. Friction coefficients in a vaneless diffuser[R]. State of California: Flight Propulsion Research Laboratory, 1947.

[11] JOHNSTON J P, DEAN R C J. Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps: Analysis, experiment, and design[J]. Journal of Engineering for Power, 1966, 88(1):49 – 60.

[12] DUBITSKY O, JAPIKSE D. Vaneless diffuser advanced model (200-5D)[C]//ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air, Reno, Nevada, USA, 2005.

[13] KACKER S C, OKAPUU U. A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(1):111 – 119.

[14] GOSTELOW J P, CARSCALLEN W E, KUROSAKA M, et al. The relationship between energy separation and base drag in turbine blade wakes[C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA, June 3 – 7, 2013.

[15] BROOKSBANK E J. A numerical investigation of time resolved flows around turbine blades[D]. Leicester: University of Leicester, 2001.

(姜雪梅 编辑)

简 讯

法国电力公司改造世界上第一个潮汐发电站

据报道,法国电力公司(EDF)已经升级了世界上第一个潮汐发电站——位于布列塔尼的 240 MW 拉朗斯发电厂的原始轴封。该发电厂最初的轴封由超高分子量聚乙烯(UHMWPE)和碳石墨材料制成。试验成功后,EDF 用加拿大赛龙轴承公司(Thordon)的 SXL 聚合物径向轴封代替原始轴封。SXL 密封与传统的轴封不同,它使用了专门设计的弹性聚合物材料来优化性能。在最大界面压力方面,赛龙 SXL 分段轴封的工作参数通常与碳石墨或酚醛密封相似,并且几乎总是减少泄漏。赛龙的密封件也可以设计用于径向或轴向密封系统。

当拉朗斯发电厂于 1966 年 11 月投入使用时,它是世界上第一个潮汐发电站。直到 2011 年,韩国 254 MW 的始华湖潮汐电站开始运行,它仍是世界上最大的潮汐发电站之一。它拥有 24 台涡轮机,峰值输出功率为 240 MW,年发电量约 500 GWh。

(孙嘉忆摘译自 https://www.powerengineeringint.com)