

轴流压气机氦气和空气工质相似问题研究

朱荣凯¹, 张 健¹, 邹积国², 郑 群¹

(1. 哈尔滨工程大学 材料科学与化学工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要:当氦气轴流压气机的轴向速度 ≤ 200 m/s 在保证完全相同的几何尺寸条件下,以高压段第一级为模拟机,其参数为氦气流量 4.72 kg/s 进口压力 1.0253×10^6 Pa,入口温度 35.5 °C。采用空气代替氦气模拟氦气压缩机高压段第一级,研究了氦气和空气两种不同工作介质的物理参数如密度、粘度、绝热指数差异引起的运动和动力不完全相似问题,分别采用确定物理量法和微分方程法对相似准则的确立进行对比分析,比较氦气工质和空气工质的差异性及其对相似准则选择的影响。分析产生偏差的原因,确立用空气模拟氦气压气机的相似准则为 Sr 、 Re 、 Eu , 计算出与氦气压气机设计工况相对应的空气模拟参数,对比分析 CFD 计算表明,模拟效果良好,该研究为氦气压气机试验提供了理论依据。

关 键 词: 相似准则; 氦气; 轴流压气机; 气动性能

中图分类号: TK05

文献标识码: A

符 号 说 明

- | | |
|-------------------|------------------------------|
| a —声速; | Re —雷诺数; |
| Br —Brinkman 数; | Sr —斯特劳哈尔数; |
| c_p —流体定压比热; | t —时间; |
| Eu —欧拉准数; | T —流体温度; |
| F_i —惯性力; | T_0 —叶片根部流体温度; |
| F_p —压力; | T_1 —叶片顶部流体温度; |
| F_v —粘滞力; | v —速度; |
| k —绝热指数; | v_0 —特征速度; |
| L_0 —特征长度; | ρ —工质密度; |
| M —分子量; | μ —动力粘度系数; |
| Ma —马赫数; | γ —运动粘度系数; |
| p —压强; | κ —膨胀粘度系数; |
| Pe —Peclet 数; | λ —热传导率; |
| Pr —普朗特准数; | ϕ_v —粘性耗散项; |
| q —扩散传热量; | π_1, π_2 —相似准则, 无因次参数; |
| R —气体常数; | 上标—无因次化参数 |

引 言

模块式高温气冷堆作为第四代先进反应堆型具有系统简单、安全可靠、经济性能优越等特点^[1]。氦

气循环透平发电机组的氦气压缩机性能成为关系到发电是否高效的决定因素之一。在研制新型氦气轴流压气机过程中,部件台架测试是获得其动力特征的稳定可靠方法。试验得到的压缩机特征线是压缩机变工况性能的图像表示,表明了各种工况下的性能、稳定工作范围,是操作运行、分析变工况性能的重要依据^[2]。鉴于氦气进行压气机试验在经济上的局限性,采用空气工质进行模化是解决该问题的最理想有效的方法,采用这种方法可以利用空气压气机的设计经验,为氦气压气机的设计提供方便。空气和氦气物性的差别大,导致了轴流压缩机叶栅的性能对气流冲角的变化更为敏感,稳定工作的范围更小,无法满足所有的相似准则,模化只能是近似模化,如何建立空气相似模化应该遵循的主要相似准则,弱化非决定性的相似准则,如何利用相似准则确定空气模化试验的数据,实现试验数据和设计模化数据之间的拟合问题,成为试验研究亟需解决的难题。用相似准则来研究压气机的变工况特性,具有一般性和通用性^[3]。本研究对如何通过空气工质下测得的性能曲线转换为氦气工质的性能曲线起到指导作用,同时也为利用空气压气机的实验数据进行氦气压气机模化设计提供技术指导。

1 氦压缩机采用的相似准则方法分析

相似准则的确定是相似模化的关键问题,相似理论指导下选择构造合适的相似因素,忽略次要因素可以最大限度地提高相似的可信度。由单值条件构成的无量纲参数构成相似准则,但并非所有的相似准则都是具有决定性作用。确定以下参数为单值条件:温度、压力、转速、密度、粘度。测试中采用和压气机相同尺寸的试验机,保证了几何相似,而且注意到这样一个事实,如果能够满足动力相似,其运动

相似必然满足^[3]。通常确定相似准则的方法有:基本物理量分析确定方法^[4]、量纲分析法、微分方程法等。这里对比了基本物理量分析法和微分方程法,其中物理量分析法需要分析原型的物理法则来确定相似准则;当不同流体在通流部分内的流动应该满足连续性方程、运动方程、能量方程和状态方程才可以应用微分方程法得到相应的相似准则。其它的运动相似条件为:压气机容积流量与转速之比为定值,以满足进出口处平均半径的运动三角形相似。在确立相似准则相同的基础上进行模化设计,得到模化工况参数,以此模拟工况进行试验,重点考察不同的相似准则对其动力相似的影响,并探讨其它工况下的模拟情况。根据设计条件,氦气工质可以作为理想气体看待,流动问题得以简化,为对该问题做出明确的分析,做以下的假设:

- (1) 采用原形机进行模拟;
- (2) 压气机内部的工质压缩是一个绝热过程;
- (3) 被压缩的氦气和空气是完全气体;
- (4) 流体的粘性系数、定压比热、气体的导热系数为常量;
- (5) 忽略重力的影响。

2 氦气压缩机模拟相似准则的确定

决定物理量方法简单明确,物理意义明显。缺点是容易对影响流动的因素考虑不足而引起相似准则不正确;微分方程法采用了描述现象的微分方程组,对于压气机采用不同工质进行模拟时,其工质性质所应当符合的状态方程对整个相似分析的影响不能忽略。分析表明对于不同工质的相似模拟,目前尚无法找到一个唯一合理的相似准则确立方法,通过对不同方法进行比较和分析,进而选取决定性的相似准则,忽略次要的影响因素,以此确定相似准则。采用确定物理量方法确定基本的相似准则,利用微分方程和实际的简化条件对不同单值条件决定的相似准则的影响程度进行判断。最后给出决定性相似准则。

2.1 确定物理量法确定相似准则

设计相似模型进行实验时,首先要分清支配原型现象的物理法则,只要使相同的物理法则能够支配模型现象就可以进行相似设计^[5]。支配压缩机内氦气流动的物理法则为:影响叶片通道内的流动惯性力 F_i 、重力 F_g 、粘性力 F_v 、压力 F_p 。根据基本假设(5)忽略重力影响,按照确定物理法则设计模

型^[5],得到了主 π 数: $\pi_1 = \frac{F_i}{F_v} = \frac{\rho v_0^2}{\mu} = Re$, $\pi_2 = \sqrt{F_i/kF_p} = Ma$, 该方法确定影响相似的主要准则为 Re 、 Ma 。

2.2 微分方程法确定相似准则

首先选定一组特征物理量,根据基本假设对特征物理量进行简化。得到基本物理量是长度、速度、压力、密度、时间、用这些量除方程和边界条件中相应的变量,并重新定义由此得到的无量纲变量,即可得到无量纲化的方程和无量纲化边界条件^[5]。

通过引入特性参数将各变量变成无因次量:

$$\bar{x} = \frac{x}{L_0}, \bar{y} = \frac{y}{L_0}, \bar{z} = \frac{z}{L_0}, \bar{t} = \frac{v_0 t}{L_0}, \bar{p} = \frac{p}{p_0}$$

$$\bar{\rho} = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0 v_0^2}, \bar{v} = \frac{v}{v_0}, T = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0}, \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$$

这里用两种方法表示 \bar{p} , 分别将第一种表示带入动量方程式(2), 第二种表示带入能量方程式(3), 将其它的无量纲化参数带入变化方程式(1)、式(2)和式(4)得到式(5)~式(7):

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{t}} + \nabla \cdot \bar{\rho} \bar{v} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{t}} + \rho \bar{v} \cdot \nabla \bar{v} = - \nabla \bar{p} - [\nabla \cdot \tau] \tag{2}$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \bar{t}} + \rho \bar{v} \cdot \nabla T = - (\nabla \cdot q) - \left(\frac{\partial \ln p}{\partial \ln T} \right)_p \frac{Dp}{Dt} - (\tau : \nabla \bar{v}) \tag{3}$$

$$\tau = - \mu (\nabla \bar{v} + (\nabla \bar{v})^+) + \left[\frac{2}{3} \mu - \kappa \right] (\nabla \cdot \bar{v}) \delta \tag{4}$$

式(3)可以简化为:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \bar{t}} + \rho \bar{v} \cdot \nabla T = - k (\nabla^2 T) + \frac{Dp}{Dt} + \mu \phi_v \tag{5}$$

无量纲化方程式(1)、式(2)和式(5)后得到:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{t}} + \nabla \cdot \bar{\rho} \bar{v} = 0 \tag{6}$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{t}} + \bar{v} \cdot \nabla \bar{p} = - \frac{p_0}{\rho_0 v_0^2 \rho} \nabla \bar{p} + \frac{\mu}{\rho_0 v_0 L_0 \rho} \times [\nabla \cdot (\nabla \bar{v}) + \frac{1}{3} \nabla (\nabla \cdot \bar{v})] \tag{7}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \bar{t}} + \bar{v} \cdot \nabla T = \frac{k}{L_0 v_0 \rho_0 c_p \rho} \nabla^2 T + \frac{v_0^2}{c_p (T_1 - T_0)} \bar{v} \times \nabla \bar{p} + \frac{\mu v_0}{L_0 \rho_0 c_p (T_1 - T_0) \rho} \phi_v \tag{8}$$

假设条件中的 $\bar{t} = v_0 t / L_0$ 是与流场的非定常性有关的参数,表示特征滞留时间。该项的倒数为斯特劳哈尔数,它和压气机模拟级的速度三角形运动特性具有相同的形式^[4]。由式(7)得到相似准数为

$\frac{\mu}{\rho_0 L_0}, \frac{p_0}{\rho_0 v_0^2}$, 由式 (8) 得到 $\frac{k}{L_0 v_0 \rho_0 c_p}, \frac{v_0^2}{c_p (T_1 - T_0)}, \frac{L v_0}{L \rho_0 c_p (T_1 - T_0)}$ 。对于边界条件也可用同样的方法进行无量纲化, 固壁热流量边界条件无量纲化产生新的相似准数为努塞尔数^[7]。由于假设流动为绝热过程, 此准数不作为相似准数, 由此得到的可压缩流体相似准数为: $Sr, Re, Eu, k, Pr, Br, p_e$ 。可压缩流体模拟完全相似表现在这些准数相同, 针对氦气压气机的初步设计方案, 可以将其流动按不可压缩流体进一步简化, 不可压缩流体满足的微分方程为:

$$\frac{\partial \mathcal{P}}{\partial t} + \nabla \cdot \overline{\rho v} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \mathcal{P}}{\partial t} + \nabla \cdot \overline{\rho v} = -\frac{p_0}{\rho_0 v_0^2 \rho} \overline{\nabla p} + \frac{\mu}{\rho_0 v_0 L_0 \rho} \nabla \cdot (\overline{\nabla v}) \quad (10)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \overline{\nabla T} = \frac{k}{L_0 v_0 \rho_0 c_p \rho} \nabla \cdot \overline{\nabla T} + \frac{L v_0}{L_0 \rho_0 c_p (T_1 - T_0) \rho} \phi_v \quad (11)$$

采用空气对氦气压缩机进行相似模化时, 需要保证 $Sr, Re, Eu, \frac{k}{L_0 v_0 \rho_0 c_p}, \frac{L v_0}{L_0 \rho_0 c_p (T_1 - T_0)}$ 相等, 以上 5 个准则无法同时保证。由式 (10) 可知: ϕ_v 为能量方程中的粘性耗散项, 通过试验证明单级的温升仅仅 2~5 K, 因此在单级流动过程中该项影响很小, 可以忽略它对能量方程的影响。同时在轴流压缩机的通道内。氦气压气机的氦气流动速度较大, 为 180 m/s, $\frac{k}{L_0 v_0 \rho_0 c_p \rho} \nabla \cdot \overline{\nabla T}$ 导热项也可以忽略, 因此 Sr, Re, Eu 成为决定性相似准则。

2.3 不同方法建立的相似准则比较分析

根据确定物理量方法得出的影响相似的主要准则为 Re, Ma , 为此, 模型的几何尺寸应为原型的 2.7 倍。微分方程法理论分析得出的氦气压气机相似准则为 Sr, Re, Eu 。 Sr 数相同保证了速度三角形与模型相似, 该数只对压气机动叶的相似有影响, 这时需要保证流量系数相同。绝热指数 k 并没有作为一个单独的相似准则出现, 对于单级绝热流动过程, 它和 M 作为一个准数 Eu 出现在相似准则里。在压气机设计中常用的相似参数是压比、折合流量、折合转速、效率和采用 Sr, Re, Eu 为相似准则推导出流量系数相同。折合转速为 $n = n' \sqrt{\frac{RT}{R'T'}}$ 、折合压力 $p =$

$$p' \frac{\mu}{\mu'} \sqrt{\frac{KR'T'}{KR'T}}$$

3 氦气压气机近似模拟设计

根据以上分析确立的相似准则, 采用相同几何尺寸的模型压缩机进行氦气压气机的模化设计, 要保持所有对应截面的速度三角形相似, 还要求两机器中气体比容的变化特性相同^[8], 在低压压缩过程中空气和氦气的比容变化规律基本相同。

初步的 CFD 计算结果表明, 流道内 $M < 0.4$, 当通流部分的 $M < 0.4$ 时, 可压缩性的影响较弱, 这时按 Sr, Re, Eu 相同进行模化, 模化后的绝热效率应该不变, 其压比也应相同。选定氦气压缩机高压第一级为模拟对象, 其主要参数如表 1 所示^[9]。

表 1 氦气高压段第一级特性参数

| 氦气 | |
|-------------------------|------------------------|
| 进口总温/K | 308.65 |
| 进口总压/Pa | 1 025 300 |
| 滞止密度/kg·m ⁻³ | 1.599 29 |
| 速度/m·s ⁻¹ | 180.12 |
| 特征长度/m | 0.015 5 |
| 转速/r·min ⁻¹ | 15 000 |
| 动力粘度/Pa·s | 2.013×10 ⁻⁵ |
| 压比 | 1.047 |
| 雷诺数 | 221 808 |

CFD 计算采用 NUMECA 的 FINE / Turbo 软件, 使用时间推进法求解三维定常雷诺平均 $N-S$ 方程组, 选用二阶精度的中心格式和 Spalart-Allmaras 湍流模型, 时间项采用四阶 Runge-Kutta 法迭代求解, 空间差分采用中心差分格式, 添加人工粘性项, CFL 数取值为 2。在叶片内、背弧和上下端壁给定无滑移条件, 建立的网格如图 1 所示。

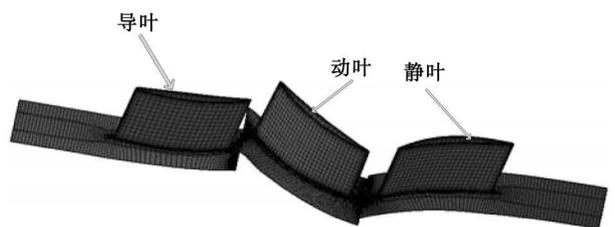


图 1 算例整体网格图

根据表 2 模拟参数对氦气压气机设计工况和两种模拟工况进行计算。

表 2 计算结果和主要设计参数的比较

| | 流量 /kg·s ⁻¹ | 压力 /Pa | 转速 /r·min ⁻¹ | 效率 | 压比 | 轴向推力 /N | 总残差 |
|--------|---------------------------|-----------|----------------------------|---------|-------|------------|-------------|
| 设计方案 | 4.72 | 1 025 300 | 15 000 | 0.841 4 | 1.058 | -628.3 | -5.565e+000 |
| 模拟方案 1 | 4.26 | 387 331 | 4 705 | 0.835 | 1.042 | -176.8 | -5.581e+000 |
| 模拟方案 2 | 4.26 | 335 251 | 5 433 | 0.839 9 | 1.057 | -203.4 | -4.216e+000 |

从表 2 可以看出按照本文推导出的相似准则得到的模拟参数与氦气压气机的设计参数吻合较好。而且其计算简便、意义明确。总体计算结果模拟方案 2 优于模拟方案 1。下面对压力场和速度场进行比较。

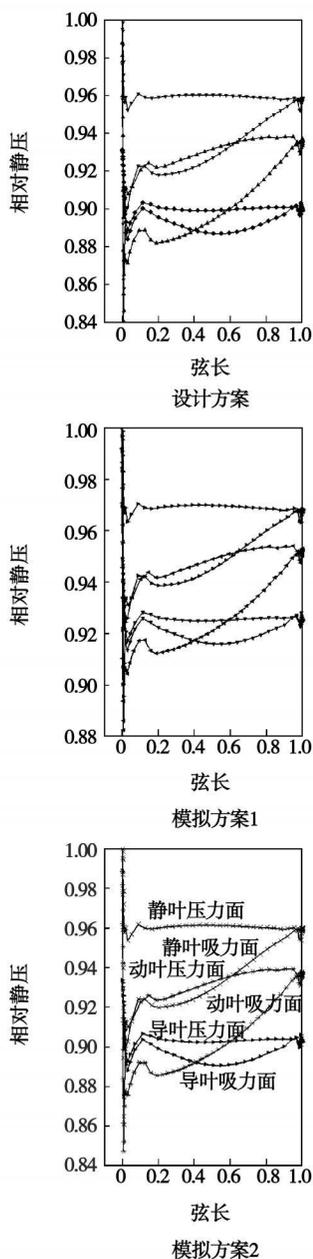


图 2 流道 50%叶高叶栅表面无量纲静压分布

图 2 的 3 个方案中静压分布曲线的形状基本相同,从无量纲静压出现的位置看,模拟方案 1 压力偏离设计方案较多,模拟方案 2 和设计方案更接近。流动在导叶、动叶、静叶的压力面表现有所不同,导叶、静叶栅通道内的气流负荷集中在叶栅的中前部区域,压力面在无扩张的流道内保持压力不变。动叶压力面和吸力面均在逆压梯度的作用下压力升高缓慢,吸力面在后半段压力迅速升高,表明动叶为后加载叶型。吸力面边界层在此段增长也较快,在尾缘附近压力震荡很剧烈,这有可能是受到尾缘涡系的影响。此外,根部区域横向压差最大,表明在静叶根部具有较大的负荷。导叶的吸力面静压分布型线很光滑,但是在轮毂附近区域有些粗糙,这将带来局部损失,需要在以后的设计中加以完善。

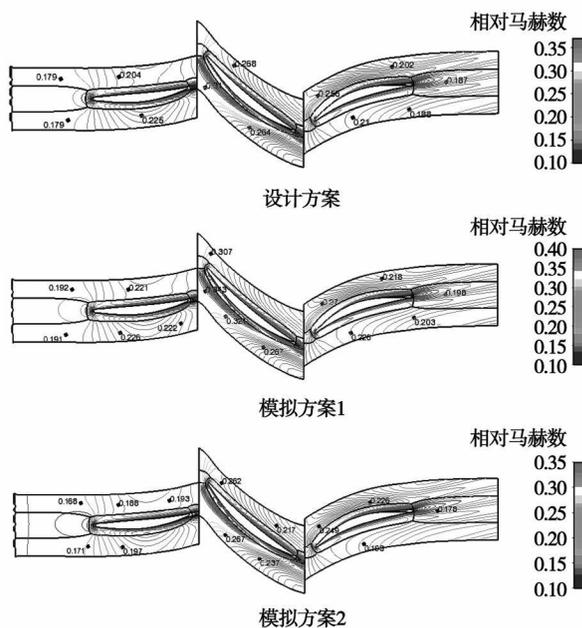
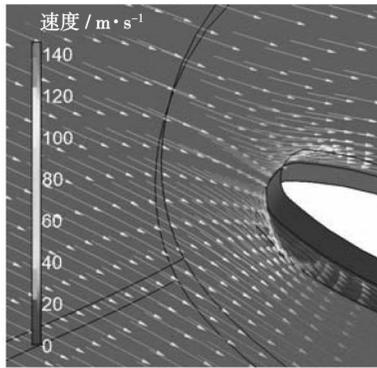
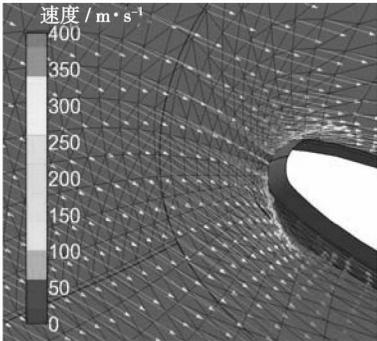


图 3 流道 50%叶高截面相对马赫数云图

从图 3 可以看出,除动叶叶背小部分区域外,氦气和空气工质下,除部分扩速区外,其相对马赫数 $M < 0.3$,同时采用欧拉数相同的模化结果是模化条件的 M 小于设计方案下的马赫数,这点在图上表现得十分明确。因此,虽然该模化方法马赫数不相等,



模拟方案2



设计方案

图 4 50%叶高截面动叶进口相对速度

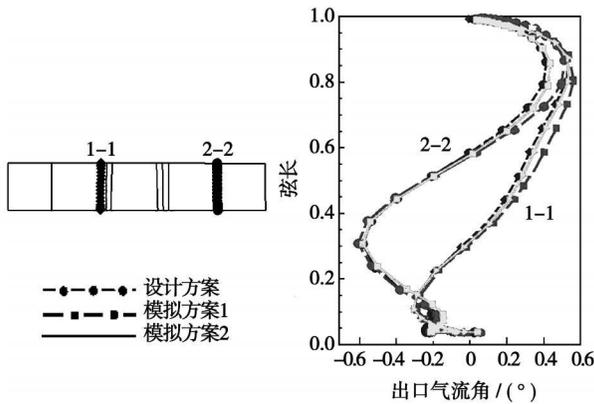


图 5 不同截面上的出口气流角沿相对叶高变化

但模化出来的 M 数云图和设计方案十分接近, 为了更进一步的验证其相似的准确性, 绘制动叶进口的速度流线图, 进一步进行分析, 可以看到, 设计方案和模拟方案一的流线图几乎相同, 表明用所建立的相似准则计算的模拟方案 2 和设计方案吻合良好。图 5 分别在静叶出口 2-2 截面和导叶出口 1-1 截面得到了出口气流角和相对高度的关系曲线, 静叶在相对高度为 0.3 和 0.8 时角度发生了最大的偏转, 导叶出现角度偏转的相对高度为 0.10 和 0.8。模拟方案和设计方案在总体的变形趋势上基本相

同, 模拟方案 2 的曲线变化更接近设计方案。综上所述, 模拟方案 2 不仅在效率、压比等总体计算结果上, 而且在速度场、压力场的细微结构上更接近设计方案的流场。压力系数云图也证明了叶片为后加载型, 而且采用无扩张通道, 在静叶和动叶上的压力损失分布均匀。根据图 5 压力提升速度最快在动叶的后半段, 图 6 表明流过静叶的压力提升较多, 而动叶大部分作用是为流体提供了更多的动能, 该叶片的反动度可以进一步降低, 从而提高整个压气机的效率。图 7 与图 8 分别表示压力系数和相对总压在流道中的分布, 从图中可以看出, 压力主要在静叶段被提升。

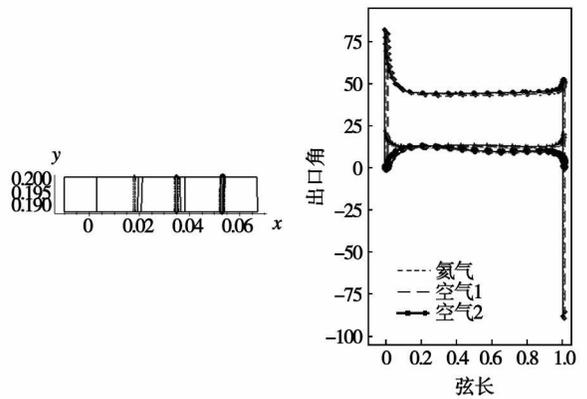


图 6 模拟方案和设计方案的出口气流角对比



图 7 50%叶高截面压力系数分布云图

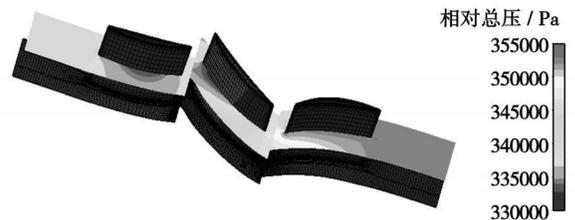


图 8 50%叶高总压分布云图

4 氦气压气机模拟设计实验验证

采用七〇三研究所建造的氦气压气机封闭循环

系统, 分别对氦气压气机及其空气模拟工况进行了对比试验, 以氦气压气机特性试验及其空气模拟工况为主线索, 分别得到了其特性曲线, 图 9 和图 10 为不同工况下的氦气和空气模拟特性曲线。由图可以看出其效率及压比变化基本相同, 达到了相似模拟的要求。

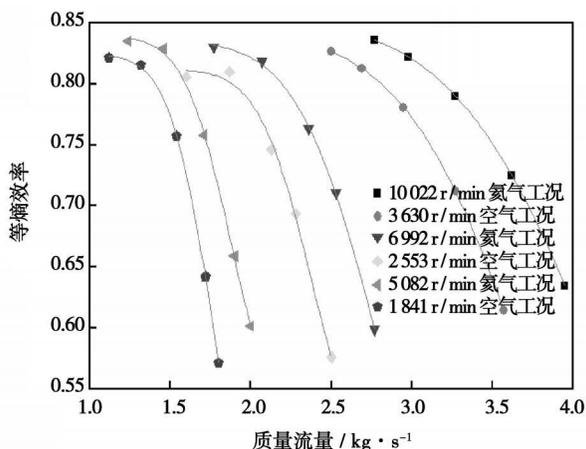


图 9 50%叶高总压分布云图

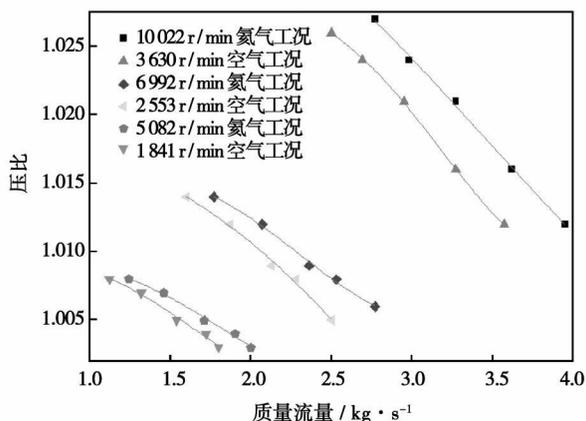


图 10 50%叶高总压分布云图

5 结 论

从确定物理量方法和微分方程法分别对氦压机空气模拟的相似准数进行分析。确定物理量方法得到的相似准则为: Re 、 Ma 。微分方程法得到的相似准则为: Sr 、 Re 、 Eu 、 k 、 Pr 、 Br 、 pe 。微分方程法推导出的相似准则更完善, 物理意义更明确, 而且便于对其进行简化处理。对于氦气压气机高压第一级模拟, 有关参数如表 2 所示。相似准则简化为 Sr 、 Re 、 Eu 。

采用相同的几何模型, 排除了由于几何不完全相似带来的其它影响因素, 对相似问题的研究更为准确。运动相似是保证速度三角形相似, 即容积流

量和转速之比相同, 同时保证进气气流角相同。要保持所有对应截面的速度三角形相似, 还要求实物机和模拟机的气体比容变化特性相同。根据氦气压气机马赫数的大小, 分成以下几种情况分别进行讨论: 当 $M \geq 0.4$ 时, 以 Sr 、 Re 、 Eu 、 Pr 、 Br 、 pe 数为相似准则, 如果此时流动处于自模化状态, 通流部分的能量损失只有一小部分为摩擦所引起的损失, 它的大小与雷诺数有关, 而大部分的损失是由于气流分离、涡的形成和二次流引起的, 与雷诺数无关或者与雷诺数的关系很小, 同时考虑边界条件无因次化产生的温度准则努塞尔数。当 $M < 0.4$ 时, 以 Sr 、 Re 、 Eu 为主要相似准则, 进行模化设计, 分别通过对某氦气压缩机高压第一级数值计算和空气模拟计算, 分析总体参数和细微的流场结构, 该模拟方法得到了数值计算验证。数值计算表明对于不同工质, 对单级压气机基本达到完全相似。

总之, 轴流氦气压气机模化设计时, 首先应当满足几何和运动相似即满足进口平均半径处速度三角形相似和整个压缩过程的比容变化规律相同, 根据不同的流动状态, 建立相似准则, 同时考虑边界条件无因次化带来的新相似准则, 采用以 Sr 、 Re 、 Eu 为主要相似准则进行氦气与空气之间的模化从理论分析和 CFD 计算结果看是可行的, 该方法可以利用空气的试验数据, 经验公式, 进行少量的修正, 实现经空气压气机模化设计氦气压气机。

参 考 文 献:

- [1] 陈伯清. 高温气冷堆(HTR)的发展前景应予以关注[J]. 能源与环境, 2006(2): 4-5
- [2] 黄钟岳. 化工透平式压缩机[M]. 北京: 化工出版社, 1984.
- [3] 盛敬超. 液流流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [4] 刘顺隆. 船舶涡轮机原理[M]. 哈尔滨: 哈尔滨船舶工程学院出版社, 1990
- [5] 江守一郎. 模型实验理论和应用[M]. 北京: 科学出版社, 1984.
- [6] 陈矛章. 粘性流体动力学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 1993.
- [7] BYRON BIRD R Transport Phenomena[M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 2001.
- [8] 里斯 B Φ. 离心压缩机械[M]. 北京: 中国工业出版社, 1965
- [9] 钟胜军. 氦气压气机气动特性及其空气模拟的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研所, 2006.
- [10] 米哈伊洛夫 AI. 封闭循环气体涡轮装置[M]. 北京: 中国科学出版社, 1964
- [11] 钟胜军, 徐立民. 应用于氦气压气机的相似模化方法验证[J]. 热能动力工程, 2007, 22: 129-133

(编辑 董 斌)

压缩机中间抽气结构优化设计= **Optimized design of an Intermediate Bleeding Structure for a Compressor**[刊, 汉] /LI Chun-jun, LIU Feng-qing (College of Energy Source and Power, Dalian University of Science and Technology, Dalian, China, Post Code: 116023), YU Dao-gang (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(6). — 591 ~ 594

Various methods for the optimization design of an intermediate bleeding structure for a centrifugal compressor were studied by utilizing numerical calculation techniques. A volute type was adopted for the intermediate bleeding structure to guarantee the circumferential uniformity of flow before and after the bleeding. A great deal of optimization design work has been done with respect to the volute and bleeding diaphragm type as well as its height to meet the need for a proper bleeding flow rate, and also to minimize the flow losses in the whole flow field. The numerical calculation results show that the bleeding structure thus designed can simultaneously meet the requirements for performance and bleeding of the compressor unit. **Key words:** intermediate bleeding, numerical simulation, bleeding volute, optimization

轴流压气机氦气和空气工质相似问题研究= **A Study of Similarity Problems Concerning the Working Media Helium and Air in an Axial-flow Compressor**[刊, 汉] /ZHU Rong-kai, ZHANG Jian, ZHENG Qun (College of Material Science and Chemical Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), ZOU Ji-guo (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(6). — 595 ~ 600

With the axial speed of a helium axial compressor being less than or equals to 200 m/s, under the condition of identical geometric dimensions being guaranteed and with the first stage in the HP section serving as a simulator, the parameters of the stage can be given as follows: helium flow rate 4.72 kg/s, inlet pressure 1.0253×10^6 Pa and inlet temperature 35.5 °C. When air instead of the helium was used to simulate the first stage of HP section in the helium compressor, research was performed on a variety of problems, such as the movement and kinetic incomplete similarity caused by the difference of the two working media helium and air in such physical parameters as density, viscosity and adiabatic index. In addition, a contrast analysis was also conducted of the establishment of similarity criteria by adopting respectively a definite physical quantity method and a differential equation approach, comparing the difference between the working media helium and air as well as its influence on the choice of similarity criteria. Pertinent reasons for the onset of deviations were analyzed and the similarity criteria for simulating a helium compressor with the use of air were identified as Sr , Re and Eu . The air simulation parameters corresponding to the design operating condition of the helium compressor were calculated. A contrast analysis of CFD (computational fluid dynamics) calculation results show that the simulation effectiveness is satisfactory. The foregoing research can provide a theoretical basis for conducting helium compressor tests. **Key words:** similarity criterion, helium, axial-flow compressor, aerodynamic performance

带冠叶片碰撞减振机理研究= **A Study of Collisional Vibration-abatement Mechanism of Shrouded Blades**[刊, 汉] /LI Jian-zhao, ZHANG Wen-ping (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), LI Guo-bin (Naval Representative Office Resident at CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(6). — 601 ~ 605

Through a study of non-linear boundary conditions of shrouded blades, established was a completely new three-dimensional entity-unit finite element model for the blades featuring collision damping. Through a calculation analysis and a comparison of test results, the computation accuracy of the model in question has been verified, and the characteristics of two flat blades analyzed under the condition of different clearances, exciting force amplitudes and frequencies. The ensuing results show that with an increase of the shroud clearance, exciting force amplitude and frequency, the blades exhibit a conspicuous spectral component. The blades displaying collision conditions can suppress external forces to do work, making it possible to control the dynamic stress of the blades by adjusting the shroud parameters. **Key words:** shrouded blade, collision damping, vibration abatement, finite element