

进口参数变化对高压压气机性能影响研究

吴思宇¹, 汪作心¹, 李沛泽², 刘言明¹

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所 船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所无锡分部, 江苏 无锡 214151)

摘 要:以某型高压九级轴流压气机为研究对象, 利用 NUMECA 软件在不同进口条件下进行变工况性能模拟计算。研究了变转速下由于进口总温、总压的改变引起的雷诺数变化对压气机性能影响。结果表明: 试验条件与设计条件下的试验结果相比, 进口雷诺数由 1.348×10^6 下降到 4.318×10^5 , 压气机设计点折合流量比减小 0.008, 效率下降 0.72%, 喘振裕度降低了 8.11%, 压气机性能曲线整体向左下方移动; 在一定范围内升高进口总压或降低进口总温, 将改善压气机的压比、效率以及折合流量比; 当雷诺数高于一定临界值后, 同一转速下的压气机的效率以及折合流量比基本保持不变; 当转速降低至设计转速以下时, 临界雷诺数将进一步增大, 雷诺数效应影响增强; 雷诺数降低会导致泄漏流损失增大, 径向涡损失增强, 加剧叶尖区域的流动分离, 此时叶尖区域的流动阻塞成为引起流动失稳与整机性能恶化的主要原因。

关 键 词:特性计算; 雷诺数效应; 流动损失; 变工况; 进口参数

中图分类号: TK45 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.07.004

[引用本文格式] 吴思宇, 汪作心, 李沛泽, 等. 进口参数变化对高压压气机性能影响研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(7): 19-26. WU Si-yu, WANG Zuo-xin, LI Pei-ze, et al. Study on the influence of inlet parameter variation on high pressure compressor performance [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(7): 19-26.

Study on the Influence of Inlet Parameter Variation on High Pressure Compressor Performance

WU Si-yu¹, WANG Zuo-xin¹, LI Pei-ze², LIU Yan-ming¹

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System, Harbin, China, Post Code: 150078; 2. Wuxi Branch of No. 703 Research Institute of CSSC, Wuxi, China, Post Code: 214151)

Abstract: The performance of variable working condition for a high pressure nine-stage axial flow compressor was simulated and calculated by NUMECA software under different inlet conditions. The influence of Reynolds number variation on compressor performance due to the change of inlet total temperature and pressure at variable speed was studied. The results show that comparing the test conditions with the design conditions, the inlet Reynolds number decreases from 1.348×10^6 to 4.318×10^5 , the reduced flow ratio at the design point decreases by 0.008, the efficiency decreases by 0.72%, the surge margin decreases by 8.11%, and the compressor performance curve moves to the left and down integrally. Increasing the inlet total pressure or decreasing the inlet total temperature within a certain range will improve the pressure ratio, efficiency and reduced flow rate of the compressor. When the Reynolds number is higher than a certain critical value, the efficiency and reduced flow rate of the compressor at the same speed remain basically unchanged. When the rotational speed decreases below the design rotational speed, the critical Reynolds number will further increase and the influence of Reynolds number effect will be enhanced. The decrease

收稿日期: 2020-10-14; 修订日期: 2020-10-28

基金项目: 国家科技重大专项(2017-II-0006-0019)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project(2017-II-0006-0019)

作者简介: 吴思宇(1994-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 中国船舶集团公司第七〇三研究所船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室工程师。

of Reynolds number will increase the leakage flow loss and the radial vortex loss, which will intensify the flow separation in the tip region. At this time, the flow blockage in the tip region is the main cause of flow instability and complete machine performance deterioration.

Key words: characteristic calculation, the effect of Reynolds number, flow loss, variable working condition, inlet parameter

引 言

对于船舶燃气轮机高压压气机部件试验而言,设计压力和温度往往高于部件试验台条件^[1-3]。通常基于相似原则采用模化方法,将设计条件的指标折合到试验条件。如何评估由进口参数改变引起的雷诺数效应对压气机的影响成为关键问题^[4-6]。由于试验台条件压力和温度均远低于设计条件,空气密度小,雷诺数降低从而使得流动附面层增厚,导致气体流动损失加剧,影响压气机整体性能,导致流动恶化^[7-12]。关于雷诺数对压气机通用特性的影响,国内外的试验结果表明:当雷诺数减小到一定程度时,即使还在自模区,对压气机性能仍有一定的影响^[13-15]。

本文研究了变转速下由于进口总温、总压的改变引起的雷诺数变化对压气机性能的影响规律,探究雷诺数效应与转速关系,分析低雷诺数下气流流动的损失影响规律。

1 数值计算方法

研究对象为一台九级轴流高压压气机。叶片设计采用可控扩散定制叶片造型方法,其进口动叶 R1 叶片数为 66,叶中弦长 34.11 mm,展弦比 2.036,稠度为 1.031。

采用 NUMECA/Fine 8.9.1 版本求解器对 9 级高压压气机进行全三维数值模拟计算。计算网格采用 NUMECA 软件中的 IGG/Auto-grid 5 模块生成。对压气机叶片通道采用 O4H 型网格拓扑结构,动叶叶顶间隙采用蝶形网格。计算网格总数为 1 750 万,每排动叶和静叶的网格数分别为 105 万和 75 万。计算采用 Fine Turbo 模块,流动控制方程为三维定常 Reynolds 平均 N-S 方程组,取用 S-A 一方程湍流模型。空间离散采用中心差分格式,时间导数项由 4 阶 Runge-Kutta 方法迭代求解。

转子叶片带叶尖间隙 0.5 mm,靠近壁面网格加密,第一层网格间距为 0.001 mm,保证近壁 Y^+ 值小于 5。计算网格最小正交角大于 26° ,最大长宽比为 5 691,最大延展比为 3.02。经网格无关性验证,最终选取总网格数为 1 400 万,能很好地满足数值模拟要求。计算模型及网格示意图如图 1 所示。

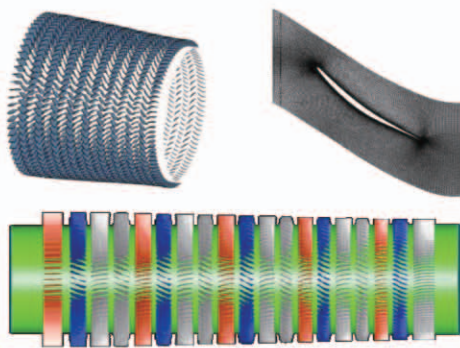


图 1 计算模型及网格示意图

Fig. 1 Calculation model and grid diagram

2 试验验证

2.1 参数定义

测量参数的平均为等环面加权平均,其计算公式为:

$$\bar{X} = \sum_1^j (X_i A_i) / \sum_1^j A_i \quad (1)$$

总压比:

$$\pi^* = \frac{p_{ex}^*}{p_{in}^*} \quad (2)$$

式中: p_{ex}^* —试验压气机出口截面总压; p_{in}^* —试验压气机进口截面总压。

折合流量:

$$G_{np} = G \cdot \frac{101325}{P_{in}^*} \cdot \sqrt{\frac{T_{in}^*}{288.15}} \quad (3)$$

式中: G —流量管处测得的实际流量; T_{in}^* —试验压气机进口截面总温。定义 G_d 为设计折合流量。

绝热效率:

$$\eta^* = \frac{T_{in}^* (\pi^{*\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_{ex}^* - T_{in}^*} = \frac{\pi^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\theta - 1} \tag{4}$$

式中: T_{ex}^* —试验压气机出口截面总温; θ —温比; k —绝热指数。定义 η_d 为设计条件条件下绝热效率。

在空气温度为 242 ~ 1 000 K 的范围内,绝热指数 k 按以下公式计算:

$$k = \frac{B_1 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4}{B_1 - 1.98726 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4} \tag{5}$$

式中: T —试验压气机进出口总温的算术平均值; B —气体热力性质温度多项式的系数,各项系数均不同,其具体数值如表 1 所示。

表 1 气体热力性质温度多项式系数
Tab. 1 Temperature polynomial coefficients of air thermal properties

参数	数值
B_1	0.72806730×10^1
B_2	$-0.14341481 \times 10^{-2}$
B_3	$0.23482926 \times 10^{-5}$
B_4	$-0.10484129 \times 10^{-8}$
B_5	$0.12429040 \times 10^{-12}$

2.2 试验对比

试验是在某大型燃气轮机重点实验室进行的,如图 2 所示,压气机试验台共包括进气室、稳压箱、压气机试验段和排气系统四个主要部分。其中,压气机试验段动力源由带转燃机及变速箱构成。空气经消声器、流量管、进气节气门和稳压箱被吸入试验压气机,经压缩后,通过排气系统排入大气。在各试验状态下,根据不同的试验目的,布置各测点受感部,录取相应状态点的性能参数,得到从最大流量试验状态到稳定工作极限之间数个试验状态点的稳态性能。

为了测量压气机在试验进口环境下的整体气动性能,分别在进口截面和出口截面的不同周向位置布置五孔总温和总压探针来测量进出口的总温和总压。同时,为确保入口总温的测量准确性,在稳压箱和进气室分别布置了总温探针以校核进口截面温

度。通过放置在进气室内的标准流量管测量进气质量流量。

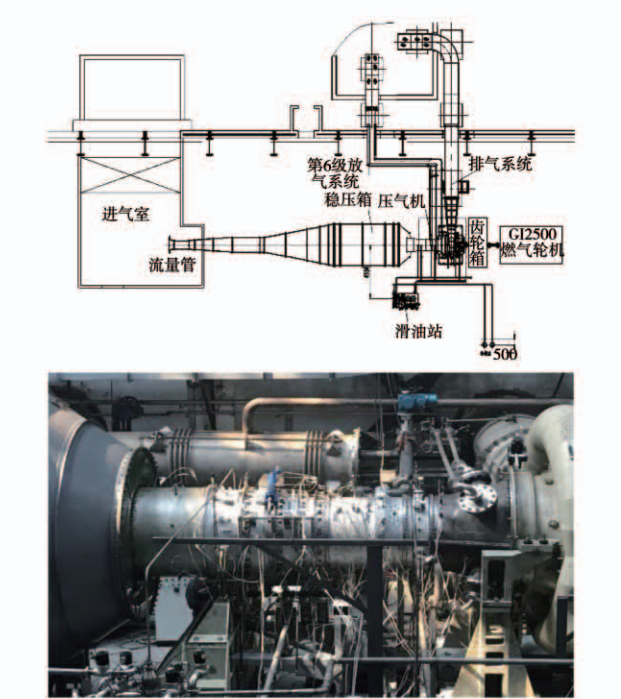


图 2 压气机试验台示意图
Fig. 2 Schematic diagram of test bench

试验结果与模拟结果对比如图 3 所示。特性曲线分别为 1.0, 0.9, 0.8 额定转速下特性结果对比,其中圆形标记实线为模拟数据,三角标记虚线为试验数据。由图可以看出,试验结果与模拟结果总体吻合情况较好,本文所采取的数值模拟方法有效。

3 不同工况下变进口条件特性分析

3.1 两种条件下性能参数对比

对设计条件和试验条件的工作点进行对比分析,对比结果如表 2 所示。由表可知,对于试验条件下的设计点,模拟结果与试验数据吻合性较好。

对两种模拟条件下的压比、效率特性进行计算,如图 4 所示。随着雷诺数减小,由图可以看出,压比、折合流量比、效率均有不同程度的下降。其中进口雷诺数由设计条件下的 1.35×10^6 下降到试验条件下的 4.32×10^5 ,设计点效率下降了 0.72%,设计点折合流量比减小 0.008,折合流量比工作范围减小 0.018,近失速点压比也由 6.16 下降至 5.847,喘振裕度降低了 8.11%。压比曲线整体向左下方移

动。这是由于在试验条件下,进口总温、总压大幅减小,导致压气机进口空气密度变小,雷诺数减小,使得附面层增厚,流动阻力增大。随着雷诺数的降低,压比、折合流量比和效率都减小。

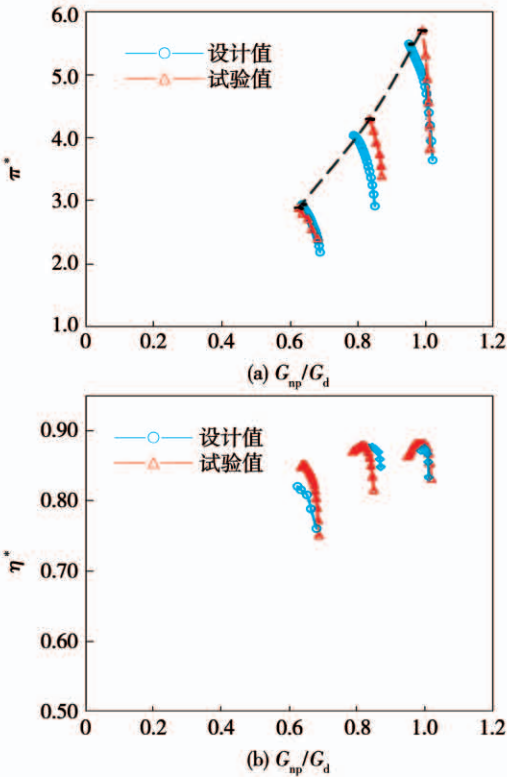


图3 样机性能特性曲线对比

Fig.3 Comparison of prototype performance characteristic curve

表2 试验结果对比

Tab.2 Comparison of experiment results

参数	设计条件	试验条件	试验值
实际流量	1.009 <i>G</i>	1.016 <i>G</i>	1 <i>G</i>
折合流量比	1.009 <i>G_{np}</i>	0.998 <i>G_{np}</i>	1 <i>G_{np}</i>
绝热效率	0.881 7	0.874 5	0.872 3
进口雷诺数	1.35 × 10 ⁶	4.32 × 10 ⁵	4.32 × 10 ⁵

3.2 变进口总压影响分析

由于试验条件与设计条件下进口参数的不同导致性能参数流量、效率均有不同程度的减小。以100%额定转速为例,改变进口压力、温度入口条件进行特性计算,分析雷诺数变化对样机性能的影响。

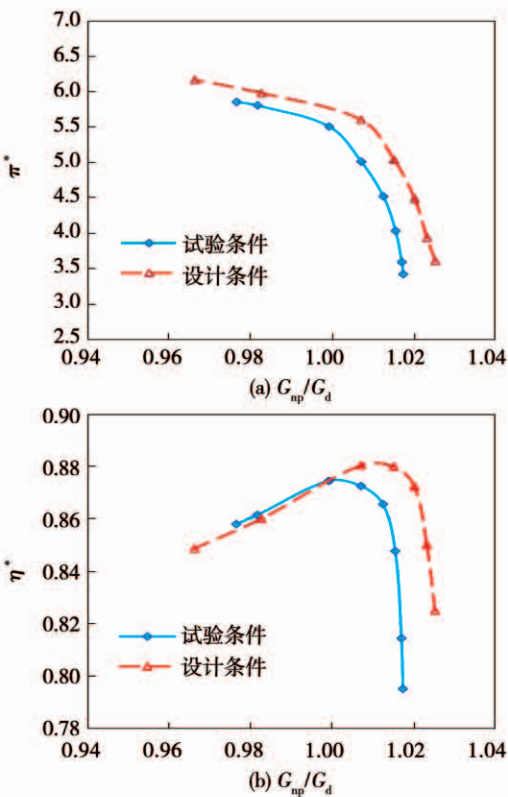


图4 设计与试验条件性能模拟结果对比

Fig.4 Comparison of performance simulation results between design and experiment conditions

进口总温 300 K,转速为设计转速,分别以 95, 195 和 395 kPa 为进口总压,得到如图 5(a) 和 5(b) 所示的三条特性曲线。对比发现,保持进口总温 300 K 不变,进口总压升高时,压气机性能曲线向右上方移动,喘振点压比随着压力升高略有增大。但随着进口总压由 195 升高至 395 kPa 时,特性曲线变化不大。于是进一步缩短增压步长,对进口总压为 195,295,395 和 495 kPa 进行性能曲线对比如图 5(c) 和 5(d) 所示。发现其特性曲线变化不明显,这是由于此时进口雷诺数已超过临界雷诺数,压比、效率等参数不再随着雷诺数增加而增加。

如图 6 所示,以设计压比点为基准点,对比进口折合流量比随进口总压及雷诺数的变化。进口压力分别取 95,195,295,395 和 495 kPa,对应雷诺数变化区间从 4.32×10^5 增加到最大 1.57×10^6 。当雷诺数增加到 6.17×10^5 后,即进口压力增加到 195 kPa 后,此时再增加进口压力和进口雷诺数,折合流量基本无变化,这也解释了前文中当进口压力

增加到 195 kPa 后,效率、压比不再有明显增加的原因。

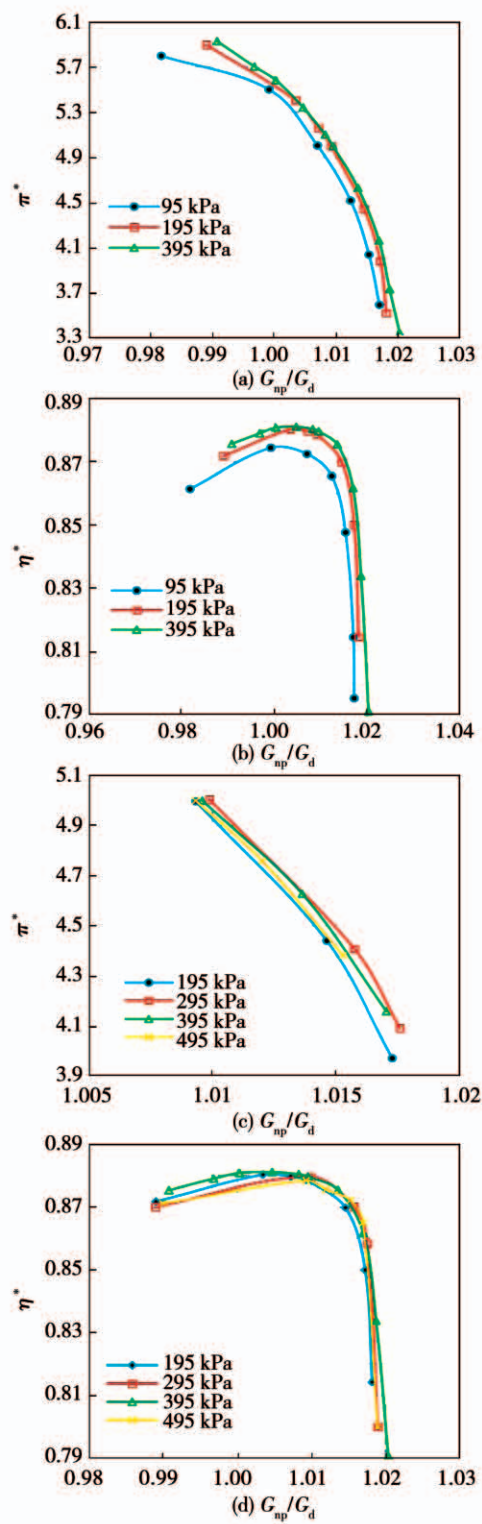


图5 设计转速下,进口总温 300 K 时,不同进口总压的性能曲线对比

Fig.5 Comparison of performance curves under different inlet total pressures with inlet total temperature of 300 K at design rotating speed

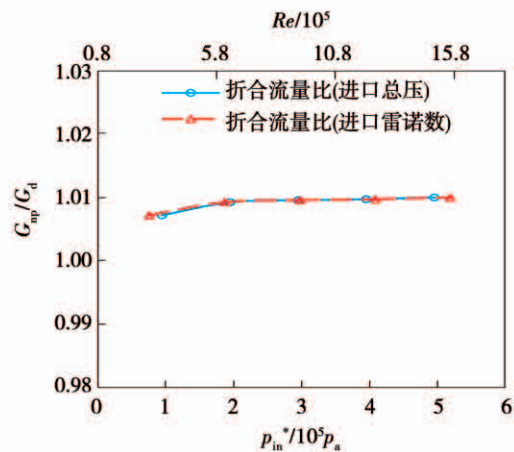


图6 折合流量比随进口总压、雷诺数变化关系图
Fig.6 Variation diagram of reduced flow rate with inlet total pressure and Reynolds number with inlet total temperature of 300 K at design rotating speed

3.3 变进口总温影响分析

取进口总压 95 kPa,出口总压 450 kPa,保证压比不变,进口总温分别取 300、400 和 500 K,得到 3 条特性曲线,如图 7 所示。

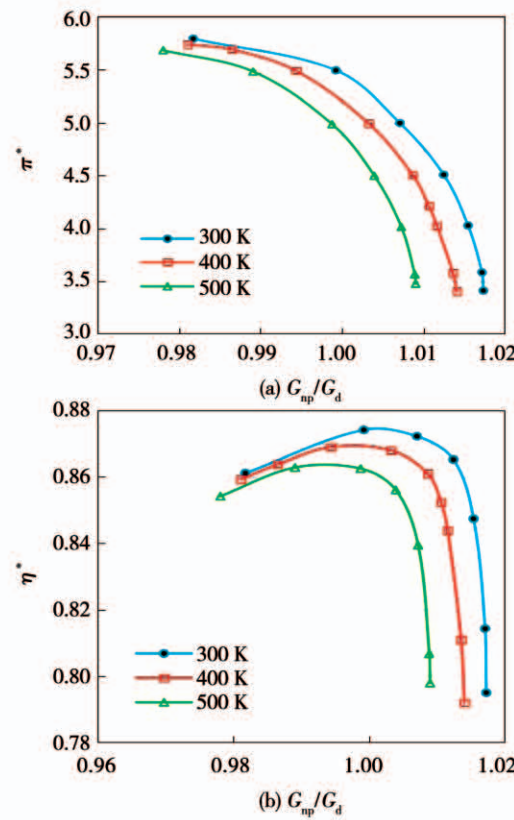


图7 设计转速下,进口总压 95 kPa 时,不同进口总温的性能曲线对比

Fig.7 Comparison of performance curves under different inlet total temperatures with inlet total pressure of 95 kPa at design rotating speed

随着进口温度的升高,压比曲线整体沿喘振边界向左下方移动。其原因是随着温度升高,工质的黏性增大,动力黏性系数增大,使得附面层增厚,气体流动损失增大,使得压比、效率性能恶化。

同样以设计压比点为基准点,对比进口折合流量比随进口总温及雷诺数的变化。进口总温分别取 300,350,400,450 和 500 K,计算结果如图 8 所示。随着进口总温的升高,其对应雷诺数从 4.32×10^5 下降至 9.86×10^4 。折合流量比随着雷诺数升高而增加,在雷诺数靠近临界雷诺数时增长速度逐渐减慢。当进口总温升至 320 K 以后,再提高进口总温,计算结果发散,因此对 0.8 额定转速只分析由进口总压变化产生的 5 种进口条件结果。

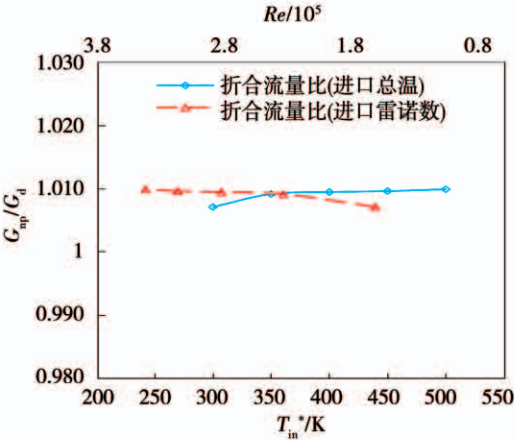


图 8 折合流量比随进口总温、雷诺数变化关系图
Fig.8 Variation diagram of reduced flow rate with inlet total temperature and Reynolds number

3.4 变工况对折合流量及效率影响分析

对 0.9 及 0.8 额定转速进行同样计算处理。结合 1.0 额定转速,用 3 种转速下得到的大量数据点绘制雷诺数 - 折合流量比(图 9)及雷诺数 - 效率比曲线图(图 10)。其中压比工作点由工作线确定,即:1.0 额定转速下均保证相同设计压比为 5;0.9 额定转速曲线计算点均保证相同压比为 3.9;0.8 额定转速曲线计算点均保证相同压比为 2.8。

当转速下降至 0.9 额定转速,再由 0.9 额定转速下降至 0.8 额定转速时,进口总压的变化引起的整机性能影响的曲线变化趋势也与 1.0 额定转速规律一致。

图 9 中 3 条曲线中前 5 个点进口总压为 95 kPa,出口总压 450 kPa,进口总温分别为 300,350,400,450 和 500 K。后 5 个点均为保持进口温度 300 K 不变,保证总压比的同时,进口总压为 95,195,295,395 和 495 kPa。

图 9 中定义折合流量比 G_{np}/G_{or} 为该点折合到标准大气条件的折合流量与当雷诺数为 1.58×10^6 点的折合流量的比值。图 10 定义效率比 η^*/η_{or} 为该点效率值与当雷诺数为 1.58×10^6 点的效率的比值。

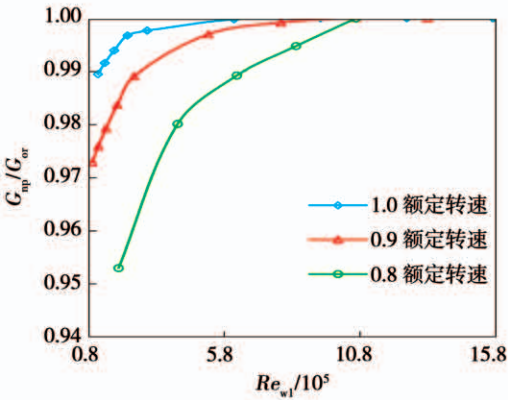


图 9 折合流量比随雷诺数变化关系图
Fig.9 Variation diagram of reduced flow ratio with Reynolds number

由图 9 可知:对于 1.0 额定转速,当雷诺数超过 6.17×10^5 后,其折合流量比基本保持不变。而对于 0.9 额定转速,由于转速降低,进口马赫数降低,入口处轴向速度降低使得雷诺数低于 1.0 额定转速时,雷诺数影响更加明显,此时临界雷诺数在 1.06×10^6 附近。当雷诺数超过这一数值区间时,其折合流量才趋于稳定。说明低转速部分的雷诺数效应影响比高转速部分的影响大,可以预计随着转速继续下降,临界雷诺数还将增大。

由图 10 中可知,1.0 额定转速与 0.9 额定转速的雷诺数效应对效应影响相当,当雷诺数高于 7.88×10^5 ,雷诺数的减小或增大,对压气机效率变化无影响,当转速降至 0.8 额定转速时,效率受雷诺数效应影响增大,当雷诺数超过 1.06×10^6 后,效率才不再下降。

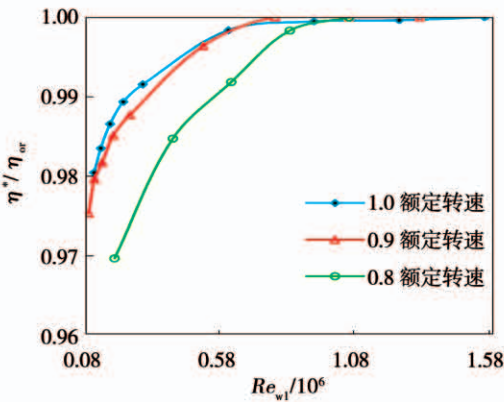


图 10 效率比随雷诺数变化关系图

Fig. 10 Variation diagram of efficiency ratio with Reynolds number

4 低雷诺数下流场分析

为探究低雷诺数下流场损失,对压比点高/低雷诺数下的流场情况进行对比分析。

图 11 和图 12 分别显示了不同雷诺数下整级叶片及前四排转子叶尖泄露流产生的损失随叶尖间隙的变化,可以看出低雷诺数下设计点流场中的叶尖泄露流产生的熵增大于高雷诺数流场熵增,泄露流所产生的流动损失更明显,这是由于叶片表面由于雷诺数降低,边界层增厚,在离心力作用下动叶表面沿叶高方向形成径向涡,进而导致叶尖区域流动损失增大。

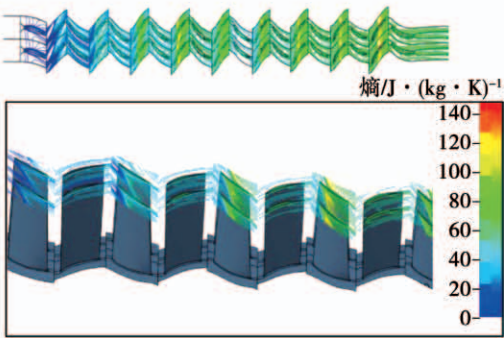


图 11 雷诺数 1.35×10^6 下 98% 叶高截面及前四级叶片熵分布云图

Fig. 11 Cloud chart of entropy distribution of 98% blade height cross profile and first four stage blades at Reynolds number of 1.35×10^6

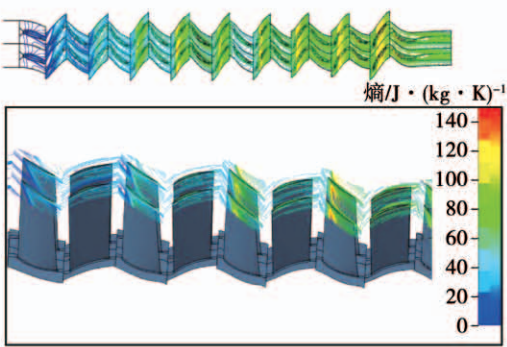


图 12 雷诺数 4.32×10^5 下 98% 叶高截面及前四级叶片熵分布云图

Fig. 12 Cloud chart of entropy distribution of 98% blade height cross profile and first four stage blades at Reynolds number of 4.32×10^5

5 结 论

(1) 试验条件较设计条件而言,雷诺数由 1.35×10^6 下降到 4.32×10^5 ,设计点效率下降了 0.72%,设计点折合流量比减小 0.008,折合流量比工作范围减小 0.018,近失速点压比也由 6.16 下降至 5.847,喘振裕度降低了 8.11%。压比曲线整体向左下方移动。

(2) 进口总温的改变比进口总压的改变对样机的雷诺数效应影响更加明显。

(3) 1.0 额定转速设计转速时,其临界雷诺数在 $6.17 \times 10^5 \sim 7.88 \times 10^5$ 区间。当转速下降至 0.8 额定转速时,雷诺数效应影响增强,临界雷诺数相应增高至 1.06×10^6 。说明低转速部分的雷诺数效应影响比高转速部分的影响大,随着转速继续下降,临界雷诺数还将在一定范围内继续增大。

(4) 雷诺数降低会导致泄露流损失增大,径向涡损失增强,加剧叶尖区域的流动分离。此时叶尖区域的流动阻塞成为引起流动失稳与整机性能恶化的主要原因。

参考文献:

[1] Wassell A B. Reynolds number effects in axial compressors[J]. Eng. Power, 90(1968):149-156.
[2] Schaffler A. Experiment and analytical investigation of the effect of Reynolds number and blade surface roughness on multistage axial

- flow compressor[J]. ASME Paper 79-GT-2, 1979.
- [3] Brossman J R, Ball P R, Smith N R, et al. The sensitivity of multi-stage compressor performance to inlet boundary conditions[J]. Paper No. AIAA 2012-3725.
- [4] Pelz P F, Stonjek S S. The influence of Reynolds number and roughness on the efficiency of axial and centrifugal fans—a physically based scaling method[J]. Eng. Gas Turb. Power 135(2013):052601.
- [5] Tiainen J, Jaatinen-Väri A, Grönman A, et al. Numerical study of the Reynolds number effect on the centrifugal compressor performance and losses, ASME Paper GT2016-56036.
- [6] Milesin V, Druzhinin I, Savin N, et al. Numerical and experimental studies of Reynolds number and stator clocking effect on performance of a high-loaded two-stage compressor with 3.7 total pressure ratio[J]. ASME Paper GT2016-56567.
- [7] 周 敏. 低雷诺数下跨音速压气机流动失稳及附面层控制策略研究[D]. 西安:空军工程大学, 2009.
- ZHOU Min. Flow instability mechanism of transonic compressor at low Reynolds number and boundary layer control strategies[D]. Xi'an: Air Force Engineering University, 2009.
- [8] 王如根, 周 敏, 赵英武, 等. 跨声速压气机低雷诺数下流动失稳机制研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(2): 414-418.
- WANG Ru-gen, ZHOU Min, ZHAO Ying-wu, et al. Research on flow instability mechanism of transonic compressor at low Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 414-418.
- [9] 卢新根, 朱俊强, 楚武利. 轴流压气机内部流动失稳及机匣处理扩稳机理探索[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(10): 1657-1662.
- LU Xin-gen, ZHU Jun-qiang, CHU Wu-li. Exploring mechanism of flow instability and stall margin enhancement of a subsonic axial-flow compressor due to casing treatment[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(10): 1657-1662.
- [10] 赵 峰, 桂幸民. 低雷诺数效应对某可控扩散叶型性能的影响[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2): 285-289.
- ZHAO Feng, GUI Xing-min. The low Reynolds number effects on the performance of some controlled diffusion airfoils[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(2): 285-289.
- [11] 胡加国, 王如根, 李少伟, 等. 跨声速轴流压气机径向涡现象与失稳机理[J]. 航空动力学报, 2014, 29(9): 2239-2246.
- HU Jia-guo, WANG Ru-gen, LI Shao-wei, et al. Radial vortex phenomenon and instability mechanism of transonic axial-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2239-2246.
- [12] 周 敏, 王如根, 白云, 等. 低雷诺数下跨声速压气机转子失速工况时流动失稳触发过程研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1379-1384.
- ZHOU Min, WANG Ru-gen, BAI Yun, et al. Research on flow instability triggering process at stall condition of transonic compressor rotor at low Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1379-1384.
- [13] 王志强. 高压压气机低速模拟方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学. 2010.
- WANG Zhi-qiang. Research on the method of low-speed model testing for high pressure compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. 2010.
- [14] SUN Da-kun, LI Jia, et al. Effects of rotating inlet distortion on two-stage compressor stability with stall precursor-suppressed casing treatment[J]. ASME Paper GT2018-76701.
- [15] 王正鹤, 赵 辉, 卫 萌, 等. 雷诺数对跨声速压气机失速分离特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(9): 1988-1996.
- WANG Zheng-he, ZHAO Hui, WEI Meng, et al. Research of the influence of Reynolds number on the stall separation of transonic compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(9): 1988-1996.

(姜雪梅 编辑)