

间隙变化对轴流压气机转子近失速工况 叶顶流场的影响研究

刘志远¹, 王军利¹, 曹鹏², 王康杰¹

(1. 陕西理工大学机械工程学院, 陕西汉中 723001; 2. 陕西华燕航空仪表有限公司, 陕西汉中 723102)

摘要:为研究间隙变化对轴流压气机转子近失速工况下叶顶流场结构的影响,以轴流压气机转子 Rotor37 为研究对象,对其叶顶流场进行定常和非定常的数值模拟。计算结果表明:随着叶顶间隙的减小,压气机的总压比和等熵效率均有所提高,稳定运行范围扩大;2倍设计间隙下,叶尖泄漏涡经激波作用后发生膨胀破碎,堵塞来流通道,诱发压气机堵塞失速;0.5倍设计间隙下,吸力面流动分离加剧,发生回流,部分回流与来流在压力面前缘上游发生干涉,进口堵塞加剧,致使部分来流从前缘溢出,导致压气机叶尖失速;不同间隙下压气机失速过程的主导因素不同,大间隙下失速由叶尖泄漏涡破碎的非定常波动引起,小间隙下失速主要由流动分离引发的周期性前缘溢流所主导。

关键词:轴流压气机;非定常流动;叶顶间隙;叶尖泄漏涡

中图分类号:V235 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.01.008

[引用本文格式]刘志远,王军利,曹鹏,等.间隙变化对轴流压气机转子近失速工况叶顶流场的影响研究[J].热能动力工程,2024,39(1):68-78. LIU Zhi-yuan, WANG Jun-li, CAO Peng, et al. Study of the effect of clearance variation on flow field at the top of blade of an axial compressor rotor under near-stall condition[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(1): 68-78.

Study of the Effect of Clearance Variation on Flow Field at the Top of Blade of an Axial Compressor Rotor under Near-stall Condition

LIU Zhi-yuan¹, WANG Jun-li¹, CAO Peng², WANG Kang-jie¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shaanxi University of Technology, Hanzhong, China, Post Code: 723001;
2. Shaanxi Huayan Aviation Instrumentation Co., Ltd., Hanzhong, China, Post Code: 723102)

Abstract: In order to further understand the influence of clearance variation on the flow field structure of the top of blade of an axial compressor rotor under the near-stall condition, the axial compressor rotor Rotor37 was taken as the object of study, and its flow field at the top of blade was numerically simulated in both steady and unsteady forms. The calculation results show that with the reduction of the clearance at the top of blade, the total pressure ratio and isentropic efficiency of the compressor are improved, and the stable operation range is enlarged; under 2 times of the design clearance, the tip leakage vortex is expanded and broken by the action of excitation wave, which blocks the inlet flow channel and induces the compressor to clog and stall; under half of the design clearance, the flow separation of the suction surface

收稿日期:2023-07-11; 修订日期:2023-08-23

基金项目:陕西省重点研发计划项目(2023-YBGY-385);陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2023-JC-YB-018);陕西理工大学2023年校级研究生创新基金项目(SLG YCX2313)

Fund-supported Project: Shaanxi Provincial Key R&D Program (2023-YBGY-385); Shaanxi Provincial Natural Science Basic Research Program (2023-JC-YB-018); Shaanxi University of Technology 2023 University-level Graduate Student Innovation Fund Project (SLG YCX2313)

作者简介:刘志远(1997-),男,陕西理工大学硕士研究生。

is intensified, backflow occurs, part of the backflow interferes with the incoming flow upstream of the front edge of the pressure surface front, and the inlet blockage is intensified, resulting in part of the incoming flow overflowing from the front edge, inducing the compressor tip stall; the dominant factors of the stall process of the compressor with different clearances are different, the stall under the large clearance is caused by the unsteady fluctuation of the tip leakage vortex crushing, while the stall under the small clearance is mainly dominated by the cyclic leading edge overflowing induced by the flow separation.

Key words: axial compressor, unsteady flow, clearance at the top of blade, tip leakage vortex

引 言

叶顶间隙流场结构对轴流压气机的气动性能至关重要。研究发现,叶顶泄漏流引起的流动损失通常占总流动损失的三分之一左右^[1],也是导致压气机失速的主要因素之一。

近年来,关于压气机失速机理,国内外学者通过实验和数值模拟研究已经取得了相对成熟的成果。大量研究表明,触发轴流压气机失速的主要原因是叶尖泄漏涡、激波和吸力面流动分离的共同作用。Wisler^[2]研究发现,叶顶泄漏涡会造成叶片通道内的流动损失和堵塞。Yamada 等人^[3]以 Rotor37 为对象研究发现,在设计间隙失速工况下,当激波击穿并破碎叶顶泄漏涡后,激波下游的低能量流体会在旋翼流道中停滞,导致流通堵塞。Lin 等人^[4]对离心式压气机进行全通道的非定常数值模拟,研究发现,前缘间隙泄漏流是预测叶尖失速的重要判断依据,对压气机的运行稳定性具有重要影响。减小前缘叶尖间隙,可以有效地减缓失速的发生。Ju 等人^[5]对轴流压气机转子 Rotor 67 的叶尖泄漏流进行非定常性数值模拟,研究发现,转子 Rotor 67 叶顶流场中不存在叶尖泄漏涡经过激波作用后发生破碎的现象。张晨凯等人^[6]研究发现,减小叶顶间隙可以降低相邻叶片通道中的流场受到泄漏流的干扰。

谢芳等人^[7]研究发现,当叶顶间隙从设计间隙减小到 0.5 倍设计间隙时,压气机的失速裕度提高了 4%,叶顶间隙对压气机的稳定工作范围、泄漏流和边界层分离等具有重要影响。Schlechtriem 等人^[8]研究发现,不同间隙下叶顶泄漏流对轴流压气机失速的影响不同,相邻叶片通道内的泄漏涡在不同失速机制中的作用也不同。卢新根等人^[9]发现,

在设计转速下,当叶顶泄漏流与主流干涉形成的泄漏涡发生破碎后,会形成一个堵塞区域,这个堵塞区域会将激波推向叶片前缘,引发压气机内部流动失稳。Chen 等人^[10]研究发现,近失速工况下,叶片通道内出现双激波结构,导致叶尖泄漏流发生周向偏转。付磊等人^[11]对轴流压气机转子叶顶泄漏流的非定常性进行研究发现,叶顶泄漏流的非定常性与泄漏涡在经过激波后的破碎情况密切相关。此外,发现在近失速工况下叶片前缘存在溢流现象。

张燕峰等人^[12]对轴流压气机转子 Rotor37 进行定常及非定常的数值模拟,研究发现,间隙泄漏流的非定常性是由于泄漏涡周期性破碎所引起的。郎进花等人^[13]对轴流压气机转子 Rotor37 进行全通道数值模拟,研究发现,叶尖泄漏涡经激波作用后发生周期性破碎,导致前缘溢流间歇性出现,这一特性成为判断叶片通道中流场急剧恶化的标志。周敏等人^[14]通过数值模拟研究低雷诺数下轴流压气机转子 Rotor 37 失速工况的流动失稳触发过程,研究发现,压气机流动失速的主要原因是附面层径向涡引发的叶顶附面层分离阻塞区和泄漏涡诱发的阻塞区所形成的。胡书珍等人^[15]对轴流压气机转子 Rotor 37 进行了单通道和多通道的定常及非定常数值模拟,研究发现,在近失速工况下叶顶泄漏流与激波作用后存在很强的非定常性,导致叶片前缘处发生溢流现象,尾缘出现回流。Du 等人^[16]对轴流压气机转子 Rotor35 进行了全通道三维非定常计算,研究发现,叶尖泄漏流与来流干涉后导致的前缘溢流现象可以作为失速即将发生的标志。吴艳辉等人^[17]对轴流压气机转子近失速工况下的叶顶流场进行了研究,研究发现,泄漏涡破碎后与主流及二次流相互作用,在叶片通道中形成二次低能涡团。石嵩等人^[18]通过对轴流压气机转子全通道的失速过程进行数值

计算,研究发现,在近失速工况下流场存在大尺度的速度波动,并随着出口背压的增加而增加。

综上所述,目前,国内外学者在轴流压气机近失速工况下的叶顶泄漏涡破碎和泄漏流与来流干涉的研究方面取得了显著进展,为揭示压气机流动失稳机理奠定了基础。然而,对于不同间隙下近失速工况下的叶顶流场区域以及触发压气机流动失稳的过程尚未深入探究。因此,本文以轴流压气机转子 Rotor 37 为研究对象,通过定常和非定常的数值模拟,研究不同间隙下叶顶流场的流动情况,旨在揭示不同间隙下触发压气机流动失稳的原因,从而为轴流压气机叶顶间隙的设计和对叶顶流场结构的深入理解提供理论参考。

1 研究对象与数值方法

1.1 研究对象

研究对象为 NASA Lewis 研究中心设计和测试的轴流压气机转子 Rotor37^[19]。其基本设计参数如表 1 所示。

表 1 NASA Rotor37 基本设计参数

Tab.1 NASA Rotor37 basic design parameters

参 数	设计值
叶片数	36
叶顶间隙/mm	0.356
总压比	2.106
绝热效率	0.877
入口叶顶相对马赫数	1.48
入口叶根相对马赫数	1.13
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	17 188.7
设计流量/ $kg \cdot s^{-1}$	20.19
堵塞流量/ $kg \cdot s^{-1}$	20.93

1.2 数值计算方法及验证

数值计算采用的 $k-\omega-SST$ (Shear Stress Transport) 两方程湍流模型^[11],对相对坐标系下守恒形式的 $N-S$ (Navier-Stokes) 方程进行三维定常及非定常求解,空间离散格式采用有限体积法。将相应的定常计算结果作为非定常计算的初始值。

非定常计算采用了隐式双时间步方法。叶顶间隙泄漏流流动具有一定的非定常性,物理时间步长

的设置需要考虑到是否可以分辨间隙泄漏流的流动特征^[20]。为了验证非定常时间步的敏感性,在 1 个叶片通道中设置了 3 种不同的物理时间步 (10, 20 和 30),每个物理时间步内设置 30 个虚拟时间步。通过监测叶顶间隙处某一点的静压变化(如图 1 所示)发现,不同物理时间步长下的静压变化趋势基本一致。因此,可以认为 1 个叶片通道内设置 10 个物理时间步已满足对非定常时间步敏感性的要求,能够捕捉叶顶间隙泄漏流的非定常流动特性。

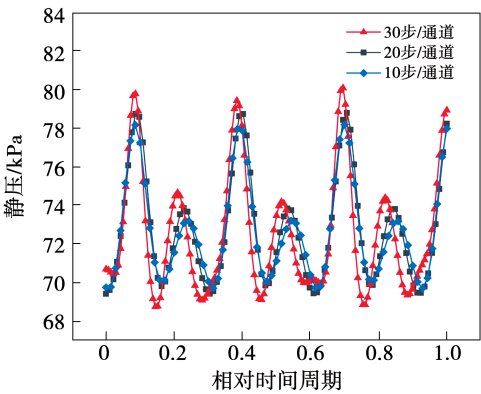


图 1 叶顶间隙处某一点的静压波动情况

Fig.1 Static pressure fluctuation at a point of clearance at the top of blade

在数值计算中,进口给定总温 288.15 K,总压 101 325 Pa,出口给定背压,通过径向平衡方程确定背压沿展向分布。逐渐增加出口背压向失速点靠近,将数值失速前最后一个工况点对应为近失速工况^[21]。叶片单通道两侧定义为周期性边界条件,机匣和轮毂等壁面均设置为绝热无滑移边界条件。

压气机叶片单通道的空间离散网格基于 TurboGrid 生成,如图 2 所示。采用 O4H 型的网格拓扑结构,进口采用 H 型网格拓扑,叶片采用 O 型网格拓扑。叶顶间隙采用蝶形网格拓扑,内层为 H 型网格结构,外层围绕 O 网格。

为了考核网格数量对数值计算结果的影响,通过调整叶片表面区域和叶顶间隙的网格尺寸,得到了 8 组不同节点数量的网格,分别为 38 万、47 万、58 万、74 万、103 万、136 万、166 万和 211 万。考虑到本文主要研究轴流压气机的近失速工况,因此考虑了不同出口背压 (102, 108, 114, 120 和 125 kPa)

以确保网格无关性的准确性。在验证网格无关性时,保持数值求解方法的一致性,并采用总压比作为衡量网格数量对性能影响的参数。网格无关性验证结果如图 3 所示。在不同出口背压条件下,当网格节点数达到 74 万时,与其他网格数量相比,总压比的最大偏差为 0.5%。因此,为了兼顾计算效率和精度,最终选择 74 万的网格节点数。

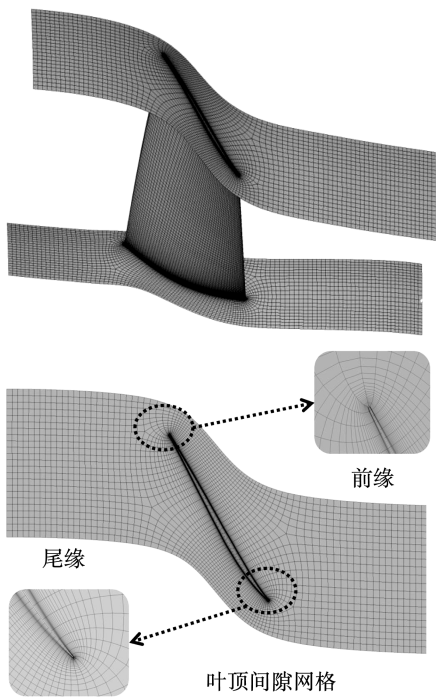


图 2 单通道网格划分示意图

Fig.2 Schematic diagram of single channel grid division

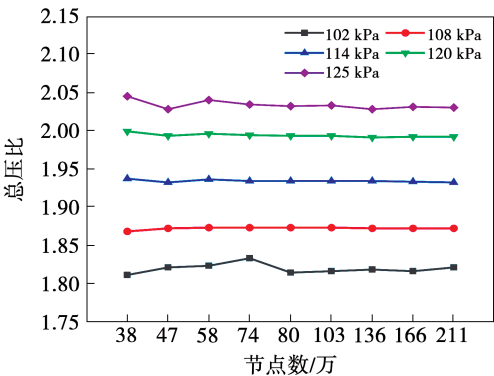


图 3 网格无关性验证

Fig.3 Grid independence verification

图 4 为设计转速下数值计算结果与实验结果的特性曲线对比。可以看出,数值计算结果的变化趋势与实验结果的变化趋势基本一致。通过对比实验

数据^[22]可知,数值计算的近设计点总压比相比于实验值误差为 3.68% ,等熵效率相比于实验值误差为 3.67%。设计转速下转子堵塞点的流量为 20.93 kg/s,数值计算结果为 20.90 kg/s,二者之间相差 0.14%。转子近失速点的流量为 19.36 kg/s,数值计算结果为 19.24 kg/s,二者之间相差 0.62%。整体来看,数值计算结果比实验值略低,这可能是因为实验测量的数据受到限制,最高测量位置只能达到 95% 的叶高,而数值计算则能测量到整个叶高的流动损失。

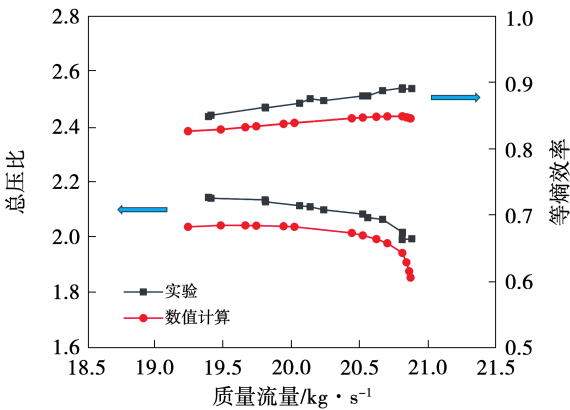


图 4 计算与实验压气机特性对比

Fig.4 Comparison of calculated and experimental compressor characteristics

为了验证数值计算在捕捉叶顶间隙流场局部细节方面的能力,图 5 给出近失速工况 95% 叶高处的相对马赫数分布云图的对比。其中,实验值(左)与数值计算结果(右),黑色虚线标示了叶尖泄漏涡的移动轨迹。从图中可以看出,数值计算捕捉到的激波及边界层分离情况与实验情况基本吻合。

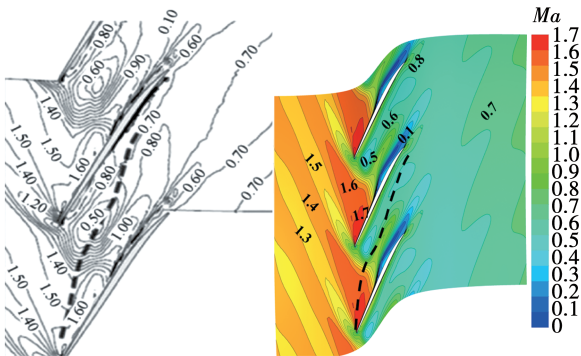


图 5 近失速工况 95% 叶高处相对马赫数云图

Fig.5 Cloud map of relative Mach number distribution at 95% blade height under near-stall condition

通过分析得到,数值计算预测的特性曲线性质及趋势与实验结果吻合较好,且阻塞点和失速点的流量与实验值误差很小,均在允许范围之内。可见本文采用的数值计算方法能够较为精确地反映该转子的性能和内部流场情况。

2 结果与分析

2.1 不同间隙下压气机整体性能分析

图 6 为 100% 设计转速下 2 倍、1.25 倍、1 倍、0.75 倍和 0.5 倍设计间隙下轴流压气机转子的特性曲线图。

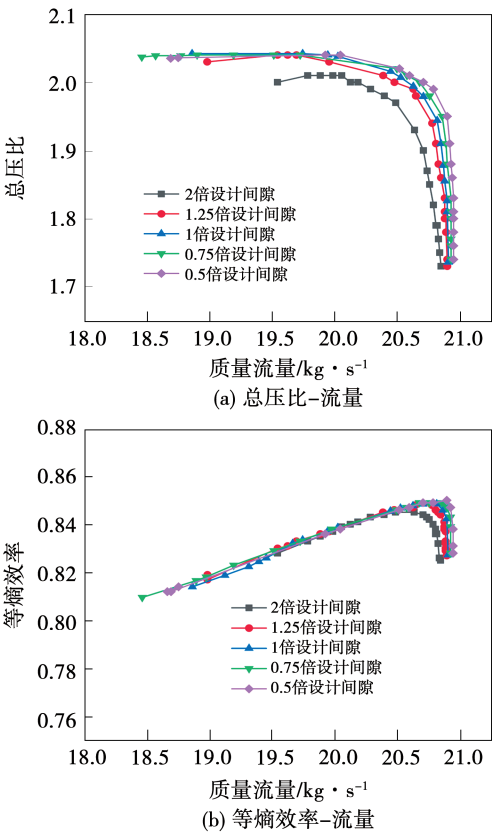


图 6 不同间隙下压气机的特性曲线
Fig.6 Characteristic curves of compressors
with different clearances

从图 6 可以看出,间隙变化对总压比的影响较大。从近堵塞点到近失速点,不同间隙下总压比存在一定的差异,随着间隙的增加总压比逐渐降低;而间隙变化对等熵效率的影响则较小,只有在近堵塞点,不同间隙下等熵效率存在差异。当叶顶间隙从 1 倍设计间隙减小到 0.75 倍设计间隙时,压气机稳

定工作范围扩大 5.8%,但当间隙进一步减小时,稳定工作范围会有所下降;叶顶间隙扩大到 2 倍设计间隙时,压气机稳定工作范围约缩小 40.4%。可以看出,叶顶间隙增加对压气机运行稳定性的影响更大一些。

2.2 不同间隙时近失速工况叶顶定常流场分析

图 7 为近失速工况 99% 叶高截面处的相对马赫数分布云图。从图中可以看出,低能团主要分布在压力面和吸力面两侧。根据文献[23-24]可知,前者是由于激波与叶尖泄漏涡相遇后发生波涡干涉效应,泄漏涡发生膨胀破碎形成低速泄漏涡团引起的;后者则是激波作用在吸力面上致使静压升高,诱发边界层分离,导致来流无法附着在吸力面上引起的。

从图 7(a)、7(b)可以看出,随着间隙的增大,压力面低能团逐渐扩大,这是因为叶顶泄漏流的流量增加,叶尖泄漏涡破碎后将大量的泄漏流卷入引起的;而吸力面低能团逐渐缩小,这是由于大多数泄漏流是跨音速的,导致前缘激波强度损失。此外,激波受到压力面低能团扩大的影响,向上游的凹曲程度增加,使其作用在吸力面上的位置向后缘移动,从而抑制了吸力面上流动分离的发生。从图 7(c)可以看出,在 1 倍设计间隙下,吸力面、压力面上的低能团各自占据叶片通道的一部分,两者之间相互影响,阻塞了整个叶片通道。从图 7(d)、7(e)可以看出,随着间隙的减小,吸力面低能团逐渐变大。这是由于激波作用在吸力面上的位置向前缘移动,导致流动分离范围扩大引起的。在 0.5 倍设计间隙时,流动分离情况进一步加剧,出现回流现象。其中,部分回流体发生周向偏转,与来流发生干涉,在压力面侧形成小范围的低速泄漏涡团。上述分析表明,叶片通道中低能团的形成与叶顶间隙的大小有着密切的关联。

进一步对近失速工况不同间隙下叶顶流场的流动特征进行详细研究,图 8 给出了近失速工况不同间隙下叶顶流场的三维流线图。图中,黑色虚线圈表示低速泄漏涡团的范围,黑色实线箭头表示叶片的旋转方向,黑色虚线箭头表示吸力面上流动分离发生的初始位置,LE 表示叶片前缘,TE 表示叶片尾缘。

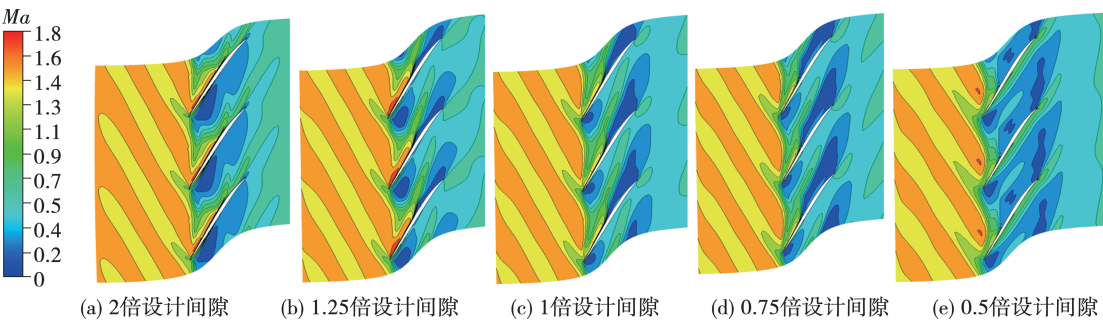


图 7 近失速工况不同间隙下 99 % 叶高截面相对马赫数云图

Fig. 7 Cloud maps of relative Mach number distribution with different clearances at 99 % blade height section under near-stall condition

从图 8 (a)、8 (b) 可以看出,随着间隙的增大,叶顶泄漏流的流量逐渐增加,吸、压力面之间的压差降低,减少了提供给泄漏流的动量,从而降低对涡核的聚集能力。叶尖泄漏流经激波作用后发生膨胀破碎,并将大量的叶顶泄漏流卷入,使得泄漏涡团在相邻叶片通道中进一步扩大。在 2 倍设计间隙时,低速泄漏涡团基本上占据了整个叶片通道,来流只能从靠近吸力面一侧流动,从而抑制吸力面流动分离的发生。

如图 8 (c) 所示,1 倍设计间隙下,前缘泄漏流与来流干涉后卷起螺旋形的叶尖泄漏涡,经激波作用后,泄漏涡破碎并发生周向偏转,在压力面一侧形成低速泄漏涡团。30% ~ 60% 相对弦长范围内的叶顶泄漏流,一部分被卷入到泄漏涡团之中,另一部分越过泄漏涡团后发生二次泄漏,导致相邻叶片通道

内的流场变得更加紊乱。流动分离发生在吸力面 50% 相对弦长处,分离区域占据叶片通道的 1/2 左右。在低速泄漏涡团及流动分离的共同作用下,堵塞来流通道,导致压气机发生失速。

从图 8 (d)、8 (e) 可以看出,随着间隙的减小,叶尖泄漏流经激波作用后没有发生破碎,直接流出叶片通道。吸力面上的流动分离点不断向前缘移动并引发回流现象^[25],一部分回流流体横跨整个叶片通道,与来流在相邻叶片压力面前缘处发生干涉,在叶片通道进口处形成小范围的低速泄漏涡团,导致进口堵塞加剧,前缘部分流体被挤出叶片通道,发生溢流。由此表明,大间隙下叶尖泄漏流破碎形成的低速泄漏涡团是诱发压气机发生堵塞失速的主要原因;小间隙下由流动分离引发的前缘溢流成为诱发压气机发生叶尖失速的主要原因。

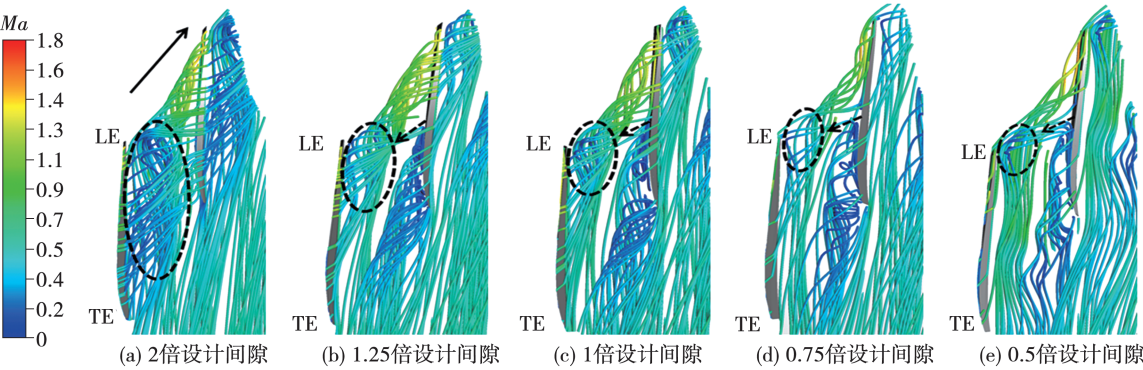


图 8 近失速工况不同间隙下叶顶流场三维流线图

Fig. 8 Three-dimensional streamline diagrams of flow field at the top of blade with different clearances under near-stall condition

叶顶间隙提供了泄漏流流动的通道,吸、压力面之间的压力差提供泄漏流流动的动力。图 9 给出 99% 叶高处吸、压力面静压分布情况。从图中可以

看出,压力面上的静压变化趋势基本一致,吸力面上静压波动剧烈。

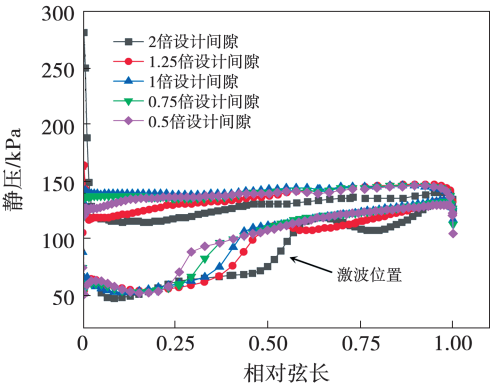


图 9 99 % 叶高处吸力面、压力面静压分布情况
Fig. 9 static pressure distribution on suction and pressure surfaces at 99 % blade height

随着叶顶间隙的减小,激波作用在吸力面上的位置逐渐向前缘移动,从而使吸力面上静压逆梯度位置也向前缘移动,导致叶片前缘的负荷增加,尾缘的负荷降低,对叶顶流场结构造成一定影响。进一步分析发现,在相对弦长的前 50% 范围内,叶片的吸力面和压力面之间存在着显著的压差。这个范围

与图 8 中叶顶泄漏流出现的位置基本一致,从而进一步验证了叶顶泄漏流动在一定程度上受到吸力面和压力面之间压差的驱动。

2.3 不同间隙近失速工况叶顶非定常流场分析

在近失速工况下,叶尖泄漏涡受激波作用后发生膨胀破碎的过程,以及吸力面上流动分离引发的前缘溢流现象,均存在强烈的非定常性。因此,通过对 2 倍、1 倍和 0.5 倍设计间隙下的叶顶流场在不同时刻的流动情况进行分析,以便确定不同间隙下引发压气机发生失速的机制。

图 10 给出了 2 倍设计间隙近失速工况下叶顶流场的三维流线图,其中黑色虚线圈表示低速泄漏涡团的范围,黑色箭头表示叶片的旋转方向。从图中可以看出,在 $1/5T$ 时刻,叶尖泄漏涡经激波作用后发生膨胀破碎,形成了小范围的低速泄漏涡团,位于叶片通道的中间位置。随后,泄漏涡团在向下游移动的过程中逐渐向压力面一侧偏转,促使压力面的静压升高,为下一个非定常阶段内叶顶泄漏流的流动创造条件。

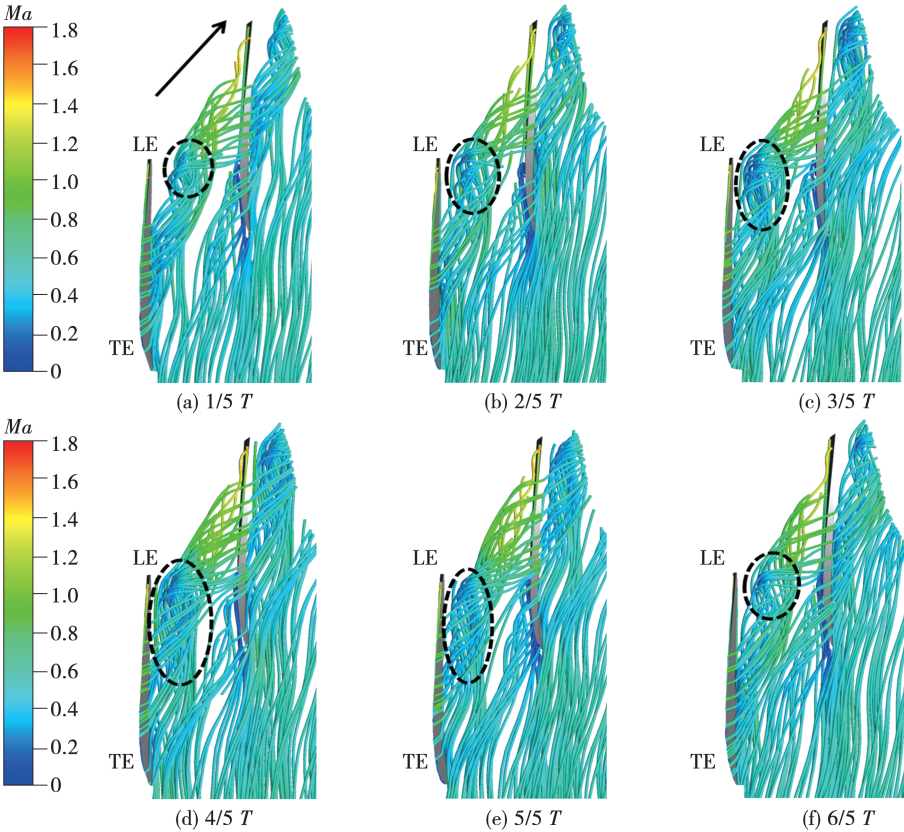


图 10 2 倍设计间隙近失速工况下叶顶流场的三维流线图

Fig. 10 Three-dimensional streamline diagrams of flow field at the top of blade with 2 times of design clearances under near-stall condition

经一段时间的发展,在 $4/5T$ 时刻,泄漏涡破碎情况加剧,致使涡核发散,并逐渐靠近压力面前缘。低速泄漏涡团在向下游的移动过程中,将大量叶顶泄漏流卷入,使其范围进一步扩大,几乎占据整个叶片通道,严重阻碍来流通过。 $6/5T$ 时刻,叶顶流场回到初始状态,低速泄漏涡团再次位于叶片通道的中间位置。这一过程表明,叶尖泄漏涡破碎后形成的低速泄漏涡团在叶片通道中间与压力面前缘之间来回振荡。由此表明,2 倍设计间隙下压气机的失速过程与泄漏涡破碎后的非定常波动之间存在密切关系。

图 11 给出了 1 倍设计间隙近失速工况下叶顶流场的三维流线图。与图 10 比较可以看出:泄漏涡团的范围缩小并向压力面前缘偏移,基本与压力面前缘接触;激波作用在吸力面上的位置向前缘移动,流动分离点基本与相邻叶片前缘平齐,存在明显的

流动分离区域。

在 $1/5T$ 时刻,一部分叶尖泄漏涡经激波作用后发生破碎,在压力面前缘处形成小范围的低速泄漏涡团。同时,在叶片吸力面上,流动分离现象发生在相对弦长的 50% 位置。经一段时间的发展,在 $4/5T$ 时刻,叶尖泄漏涡与激波之间的相互作用变的激烈,泄漏涡破碎情况加剧,致使低速泄漏涡团的范围进一步扩大,占据叶片通道进口的 $1/2$ 左右。吸力面流动分离情况加剧,出现小范围的回流现象,其中一部分回流体被卷入到泄漏涡团中,分离区域占据叶片通道出口的 $1/2$ 左右。低速泄漏涡团及流动分离区域基本上占据整个叶片通道,阻碍来流顺利通过。 $6/5T$ 时刻,叶片通道内的流场情况基本回到初始状况。由此表明,1 倍设计间隙下压气机的失速过程与叶尖泄漏涡破碎形成低速泄涡团及流动分离之间存在密切关系。

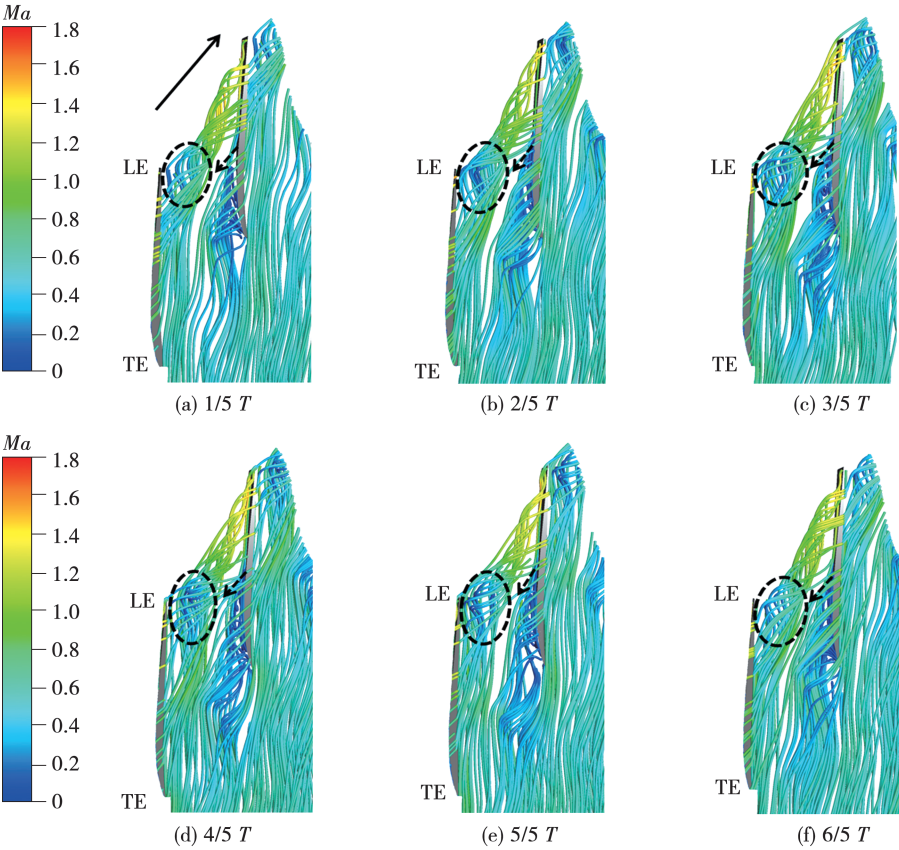


图 11 1 倍设计间隙近失速工况下叶顶流场的三维流线图

Fig. 11 Three-dimensional streamline diagrams of flow field at the top of blade with design clearance under near-stall condition

图 12 给出了 0.5 倍设计间隙近失速工况下叶顶流场的三维流线图,黑色曲线箭头表示回流体的流动趋势。与图 11 相比较可以看出,吸力面上的流

动分离情况加剧,激波作用在吸力面上的位置再次前移,致使分离点前移到 30% 相对弦长处,给流动分离的发生提供了足够长的时间和距离。

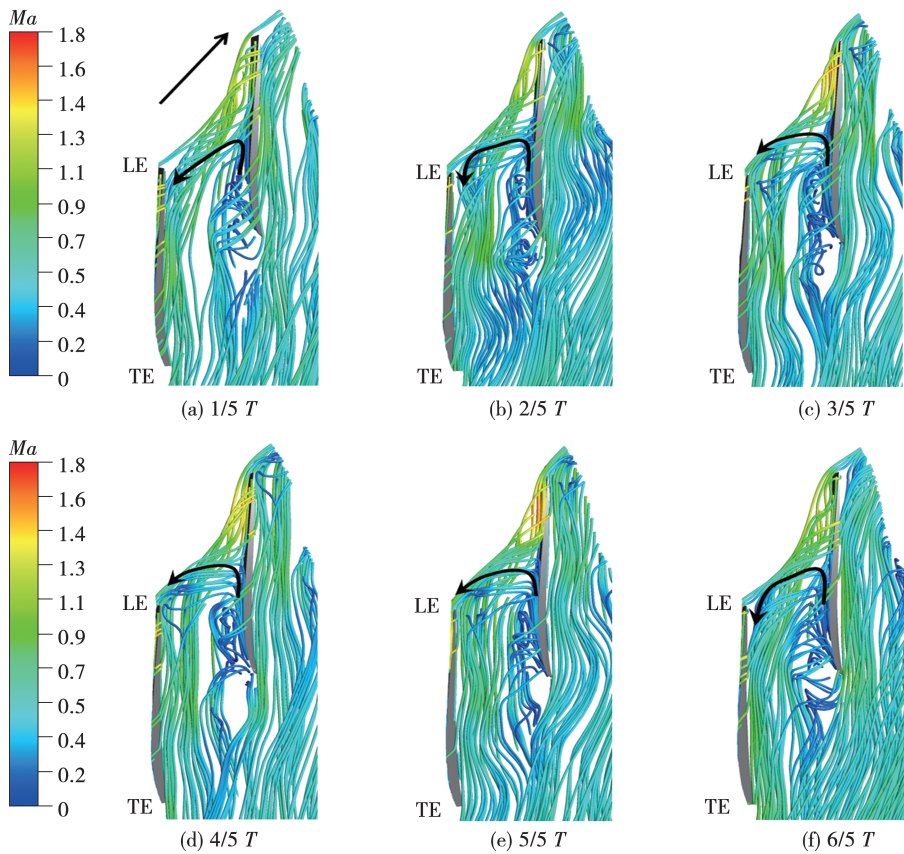


图 12 0.5 倍设计间隙近失速工况下叶顶流场的三维流线图

Fig. 12 Three-dimensional streamline diagrams of flow field at the top of blade with half of design clearance under near-stall condition

在 $1/5T$ 时刻,叶尖泄漏涡经激波作用后未发生破碎,沿着压力面一侧直接流出叶片通道。吸力面流动分离区域发生明显的回流现象,部分回流体横跨整个叶片通道,与来流发生干涉后,在压力面前缘处形成小范围低速泄漏涡团。在 $2/5T$ 时刻,回流体的流量增加,与来流相互作用后形成的泄漏涡团范围扩大,致使进口堵塞加剧。与此同时,大量回流体并未从叶片前缘溢出,而是在压力面前缘处发生偏转后进入叶片通道内。在 $4/5T$ 时刻,吸力面回流现象加剧,回流体与来流发生干涉的交接面移动到叶片前缘上游,此时形成的低速泄漏涡团位于叶片通道的进口处,致使部分来流及泄漏流被推出叶片通道,从叶片前缘溢出。 $6/5T$ 时刻时,前缘溢流现象减缓,叶片通道内的流场情况回到初始状况。由此

表明,0.5 倍设计间隙下压气机发生失速的过程与吸力面流动分离导致周期性的前缘溢流现象有着密切关联。

3 结 论

以轴流压气机转子 Rotor37 为研究对象,采用三维定常和非定常的数值模拟方法,对不同间隙下叶顶流场结构进行研究,揭示了不同间隙下压气机发生流动失稳的原因,得出主要结论:

(1) 叶顶间隙对轴流压气机的总性能和运行稳定性有着一定影响。叶顶间隙减小到 0.75 倍设计间隙时,总压比及等熵效率增加,压气机稳定工作范围扩大 5.8%。然而,随着间隙的进一步减小,稳定运行范围略有下降,当叶顶间隙扩大到 2 倍设计间

隙时,压气机稳定工作范围缩小 40.4% 左右。

(2) 间隙变化诱导压气机发生失速的机制不同。叶顶间隙增加,叶尖泄漏涡经激波作用后发生膨胀破碎,形成的低速泄漏涡团堵塞来流通过,诱发压气机发生堵塞失速;叶顶间隙减小,吸力面的流动分离程度加剧,产生回流区,部分回流体横跨整个叶片通道,与来流发生干涉,在压力面前缘上游形成了低速泄漏涡团,进口堵塞加剧,致使流体从叶片前缘溢出,诱发压气机发生叶尖失速。

(3) 大间隙下,压气机发生失速的过程与叶尖泄漏涡破裂的非定常性密切相关;小间隙下,压气机发生失速的过程与吸力面流动分离、回流体与来流干涉产生的泄漏涡团导致发生周期性前缘溢流现象密切相关。

参考文献:

[1] 吴艳辉,楚武利,张浩光.轴流压气机失速初始扰动的研究进展[J].力学进展,2008,38(5):571-584.
WU Yan-hui, CHU Wu-li, ZHANG Hao-guang. A review of studies on stall precursors in axial-flow compressor [J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(5): 571-584.

[2] WISLER D C. Loss reduction in axial-flow compressor through low-speed model testing [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 354-363.

[3] YAMADA K, FUNAZAKI K, FURUKAWA M. The behavior of tip clearance flow at near-stall condition in a transonic axial compressor rotor [R]. ASME Paper GT-2007-27725, 2007.

[4] LIN F, ZHANG J, CHEN J, et al. Flow structure of short-length-scale disturbance in an axial-flow compressor [J]. Journal of Propulsion and Power, 2015, 24(6): 1301-1308.

[5] JU W, XU S, WANG X, et al. Numerical study on the influence of tip clearance on rotating stall in an unshrouded centrifugal compressor [R]. ASME Paper GT2017-64452, 2017.

[6] 张晨凯,胡骏,王志强,等.轴流压气机转子叶尖间隙流动结构的数值研究[J].航空学报,2014,35(5):1236-1245.
ZHANG Chen-kai, HU Jun, WANG Zhi-qiang, et al. Numerical study on tip clearance flow structure of an axial flow compressor rotor [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(5): 1236-1245.

[7] 谢芳,楚武利,李相君,等.叶尖间隙对跨声速轴流压气机近失速的影响[J].航空动力报,2014,29(10):2417-2423.
XIE Fang, CHU Wu-li, LI Xiang-Jun, et al. Influence of blade tip clearance at near-stall condition on transonic axial-flow compres-

sors [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(10): 2417-2423.

[8] SCHLECHTRIEM S, LOTZERICH M. Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall [R]. ASME Paper 1997-GT-41, 1997.

[9] 卢新根.轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D].西安:西北工业大学,2007.
LU Xin-gen. Research on internal flow instability of axial compressor and its passive control [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnic University, 2007.

[10] CHEN J P, HATHAWAY M D, HERRICK G P. Pre-stall behavior of a transonic axial compressor stage via time-accurate numerical simulation [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(4): 353-368.

[11] 付磊,宋西镇,袁巍,等.跨声速压气机转子叶尖非定常流场数值研究[J].航空动力学报,2013,28(12):2821-2828.
FU Lei, SONG Xi-zhen, YUAN Wei, et al. Numerical investigations on unsteady flow field at tip region in transonic compressor rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(12): 2821-2828.

[12] 张燕峰,楚武利,卢新根.跨声速轴流压气机近失速状态的间隙泄漏流流动特性[J].航空动力学报,2008,23(7):1293-1298.
ZHANG Yan-feng, CHU Wu-li, LU Xin-gen. Numerical simulation of the flow characteristic of tip leakage flow in a transonic axial-flow compressor at near stall condition [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1293-1298.

[13] 郎进花,楚武利,安光耀,等.跨声速轴流压气机的失速发展机理[J].航空动力学报,2018,33(8):1964-1973.
LANG Jin-hua, CHU Wu-li, AN Guang-yao, et al. Mechanism of stall development in a transonic axial compressor [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(8): 1964-1973.

[14] 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.

[15] 胡书珍,张燕峰,卢新根,等.跨声速轴流压气机间隙泄漏流触发旋转失速[J].推进技术,2010,31(1):47-51.
HU Shu-zhen, ZHANG Yan-feng, LU Xin-gen, et al. Tip leakage flow trigger rotating stall in a transonic axial-flow compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(1): 47-51.

[16] DU J, LIN F, ZHANG H W, et al. Numerical investigation on the

originating mechanism of unsteadiness in tip leakage flow for a transonic rotor[R]. ASME Paper 2008 – GT – 51363, 2008.

[17] 吴艳辉,安光耀,陈智洋,等. 跨声速压气机转子近失速工况非定常流动及相关机理研究[J]. 推进技术, 2016, 37(10): 1847 – 1854.

WU Yan-hui, AN Guang-yao, CHEN Zhi-yang, et al. Numerical investigation into unsteady flow and its associated flow mechanism in a transonic compressor rotor at near stall conditions [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(10): 1847 – 1854.

[18] 石 嵩,屠宝锋. 轴流压气机近失速及旋转失速全通道数值模拟[J]. 航空动力学报, 2016, 31(5): 1196 – 1204.

SHI Song, TU Bao-feng. Full-annulus numerical simulation of near stall and rotating stall in an axial flow compressor [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(5): 1196 – 1204.

[19] REID L, MOORE R D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor[R]. NASA TP – 1337, 1978.

[20] 赵胜丰,王 毅,卢新根,等. 周向槽调控轴流压气机非定常间隙泄漏流机理初探[J]. 空气动力学学报, 2011, 29(4): 407 – 412.

ZHAO Sheng-feng, WANG Yi, LU Xin-gen, et al. Exploring the manipulation of the tip clearance flow's unsteadiness via circumferential groove [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2011, 29(4): 407 – 412.

[21] WANG Wei, CHU Wu-li, ZHANG Hao-guang, et al. The effects on stability, performance, and tip leakage flow of recirculating casing treatment in a subsonic axial flow compressor[R]. ASME Paper GT2016 – 56756, 2016.

[22] BORETTI A. Experimental and computational analysis of a transonic compressor rotor[J]. Marine Geology, 2010, 122(3): 243 – 262.

[23] DECASTRO J A, MELCHER K M. A study on requirements for first active turbine tip clearance control Systems [R]. AIAA – 2004 – 4176, 2004.

[24] WILKE L, KAU H P. A numerical of the influence of casing treatment on the tip leakage flow in a HPC front stage[R]. ASME Paper 2002 – GT – 30642, 2002.

[25] 刘东健,李 军,蒋爱武,等. 压气机转子叶尖区域流动特征的观测与分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(5): 1163 – 1169.

LIU Dong-Jian, LI Jun, JIANG Ai-wu, et al. Observation and analysis of flow features in blade tip region of compressor rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(5): 1163 – 1169.

(丛 敏 编辑)

(上接第 67 页)

[13] 左 盼,李孝检,刘正先. 离心叶轮叶型参数化设计研究[J]. 流体机械, 2019, 47(3): 42 – 47, 36.

ZUO Pan, LI Xiao-jian, LIU Zheng-xian. Parametric design research of the centrifugal impeller [J]. Fluid Machinery, 2019, 47(3): 42 – 47, 36.

[14] 刘建军. 循环对称结构的有限元分析[D]. 西安:西北工业大学, 2004.

LIU Jian-jun. Finite element analysis of cyclic symmetric structure [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2004.

[15] DALBERT P, RIBI B, KMECI T, et al. Radial compressor design for industrial compressors[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Journal of Mechanical Engineering Science, 1999.

[16] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2002.

CHEN Chuan-yao. Fatigue and fracture [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2002.

[17] 樊俊铃,郭杏林,吴承伟,等. 热处理对 FV520B 钢疲劳性能的影响[J]. 材料研究学报, 2012, 26(1): 61 – 67.

FAN Jun-ling, GUO Xing-lin, WU Cheng-wei, et al. Effect of heat treatments on fatigue properties of FV520B steel using infrared thermography [J]. Chinese Journal of Materials Research, 2012, 26(1): 61 – 67.

(金圣迪 编辑)