

掠型设计调控跨声速离心压气机 内部流动机理

李子良^{1,2,3}, 韩 戈^{1,2,3}, 朱俊强^{1,2,3}, 卢新根^{1,2,3}

- (1. 中国科学院工程热物理研究所 轻型动力实验室, 北京 100190;
2. 中国科学院大学 工程科学学院, 北京 100049;
3. 中国科学院 轻型动力创新研究院, 北京 100190)

摘 要: 跨声速离心压气机面临进口激波控制的难题, 探索前缘掠型对跨声速离心压气机影响机理对于进一步提升离心压气机性能具有重要意义。以两台跨声速离心压气机为研究对象, 利用经过校核的数值模拟手段探究了不同前缘掠型下压气机的性能及流场变化。结果表明: 设计工况下叶轮入口的激波位置直接决定了前缘掠型设计的作用效果。掠型设计通过改变导风轮叶顶载荷分布, 进而影响其通流能力, 同时改变了其入口激波结构和流动损失。当叶轮入口叶顶激波呈吞入状态时, 采用前缘后掠会减弱槽道激波强度, 从而减小导风轮叶顶附近损失; 当叶轮入口叶顶激波呈脱体状态时, 采用前缘前掠会减弱前缘激波强度, 使得激波更加附体, 从而减小导风轮叶顶附近损失。

关 键 词: 跨声速离心压气机; 流动控制; 前缘掠型; 载荷分布; 激波结构

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Mechanism of swept controlling internal flow of transonic centrifugal compressor

LI Ziliang^{1,2,3}, HAN Ge^{1,2,3}, ZHU Junqiang^{1,2,3}, LU Xingen^{1,2,3}

- (1. Laboratory of Light-duty Gas-turbine, Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. School of Engineering Science,
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;
3. Innovation Academy for Light-duty Gas Turbine,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Transonic centrifugal compressors face the problem of shock wave controlling. Therefore, the knowledge of the flow mechanism under leading edge swept effect plays an important role in improving the transonic centrifugal compressors performance. Two different transonic centrifugal compressors were investigated by numerical simulations after verified. The results show that, the inducer inlet shock position directly determines the effect of the leading edge swept under the design point. The change of leading edge swept can affect the flow-through capacity by

收稿日期: 2021-05-10

基金项目: 航空发动机及燃气轮机重大专项基础研究(2017-II-0002-0014)

作者简介: 李子良(1997—), 男, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: liziliang2020@iet.cn

通信作者: 卢新根(1978—), 男, 研究员, 博士, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: luxg@iet.cn

引用格式: 李子良, 韩戈, 朱俊强, 等. 掠型设计调控跨声速离心压气机内部流动机理[J]. 航空动力学报, 2022, 37(4): 826-835. LI Ziliang, HAN Ge, ZHU Junqiang, et al. Mechanism of swept controlling internal flow of transonic centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(4): 826-835.

changing the load distribution on the tip of inducer, and furthermore change the shock structure and flow loss on the tip of the inducer. For the impellers whose passage shock wave was swallowed in the blade passages, the backward swept weakened the strength of the passage shock wave and thus reduced the loss near the blade tip of the inducer. However, for the impellers whose leading edge shock wave was detached from leading edge, the forward swept weakened the strength of the leading edge shock wave and made the shock wave more attached, thus reducing the loss near the tip of inducers.

Key words: transonic centrifugal compressor; flow control; leading edge swept; loading distribution; shock wave structure

离心压气机具有单级高压比,结构紧凑,可靠性高等特点,在中小型航空发动机中得到广泛应用。在航空发动机更高推(功)质比需求的牵引下,高压比、高转速的跨声速离心压气机设计已经成为主流,然而这也使得叶轮入口激波与叶片负荷增加,进一步恶化了离心叶轮内部流动,从而限制了跨声速离心压气机气动性能的提升,亟需发展能够适应跨声速复杂流动的离心压气机设计方法^[1-2]。

受机翼掠型的启发,研究人员自 20 世纪 60 年代起对轴流压气机开展了一系列有关掠型设计研究,探明了“掠”提升轴流压气机性能的潜力及机理,建立了相对完善的掠型叶片设计体系^[3-5]。近年来,由于前缘掠型的设计展现出了对激波和二次流动的控制潜力,随着离心叶轮加工能力的提升,掠型设计引起离心压气机设计者的关注。Hazby 等^[6]对一带掠型设计的跨声叶轮进行了数值模拟研究,发现前掠能够提高压气机的压比和效率。Elfert 和 Wittrock 等^[7-8]分别对一高负荷离心叶轮进行掠型优化,研究认为采用叶顶前掠使得激波脱体程度减弱,减少了前缘激波造成的损失。何潇等^[9]认为前掠可以通过改变前缘附近载荷分布提高叶轮的性能。陈思成和郭龙凯等^[10-11]也获得了类似结论。然而,部分研究者获得了前掠会恶化叶轮流动,后掠能够改善压气机性能的结论,如 Rodgers^[12-13]研究认为叶轮前缘后掠能够在同时提升高压比离心压气机效率的同时,拓宽叶轮稳定工作范围。Palmer 和 Waterman^[14]在一双级离心压气机设计过程中,发现首级叶轮叶片后掠可以减小前缘激波带来的损失。Erdmenger 等^[15]对一跨声叶轮主叶片与分流叶片的前缘都进行了掠型设计,研究发现主流叶片前缘后掠虽然能够提高叶轮的压比与效率,但会导致叶轮工作范围降低。Ganesh 等^[16]对一跨声压气机的研究表

明前缘前掠会使压气机的最佳效率向小流量的方向移动,原设计流量下的效率降低,而后掠角度超过一定值后会提升原设计流量下的效率。

总体而言,目前关于采用掠型设计是否能够改善离心压气机的性能还没有形成统一的结论,针对某一特定的离心压气机,如何进行掠型设计,如何选取合适的掠型参数进一步提高离心压气机性能,仍然存在较大盲目性。本文以两台典型跨声速离心压气机为研究对象,采用经过校核检验的数值模拟手段探索了不同前缘掠型(下文简称掠型)对离心压气机性能和内部流场的影响,揭示了不同掠型影响离心压气机气动性能的机理,为先进跨声速离心压气机的掠型设计提供了基础性支撑。

1 研究对象

研究对象为中国科学院工程热物理研究所自行研制的两台高压比跨声速离心压气机,由叶轮与下游的叶片式扩压器组成,基本参数如表 1 所示。

本文中,掠的定义方式为将离心叶轮前缘沿

表 1 压气机设计参数

Table 1 Design parameters of the compressors		
参数	压气机 A	压气机 B
设计流量/(kg/s)	1.88	1.5
设计压比	8.7	5.9
设计转速/(r/min)	54 117	65 000
叶轮叶片数目	11+11	12+12
叶顶间隙/mm	0.3	0.15
入口叶顶相对马赫数	1.25	1.4
叶轮出口线速度/(m/s)	112	81
叶轮出口叶片角/(°)	20	20
扩压器叶片数目	23	23
扩压器出口直径/mm	156	121

前缘叶片角向叶片上游或下游扫掠^[6](图1),这样的造型方式既保证了叶片前缘叶片角与原型叶轮(下文简称为原型)相一致,也最大程度减小了叶片入口喉部的变化。其中掠型角度为子午面上掠型处理后的前缘与原型前缘之间的夹角(图2)。研究中分别对两离心叶轮的主叶片掠型进行了参数化处理,当前缘分别实现前掠(forward swept, FS)或后掠(backward swept, BS)时,以每增加 2.5° 为一个掠型,直至掠角达到 10° 。此外,在实现掠型的过程中,保证了处理后的前缘厚度与原型是一致的,同时采用了与原型相同参数的前缘形状。在实现前掠的过程中保证了与原型相重叠的部分的叶片厚度及叶片角与原型相一致,叶轮其余几何参数与原型一致。

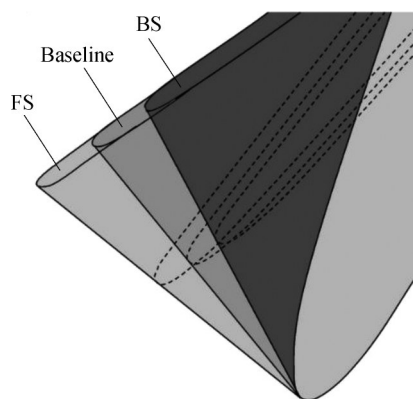
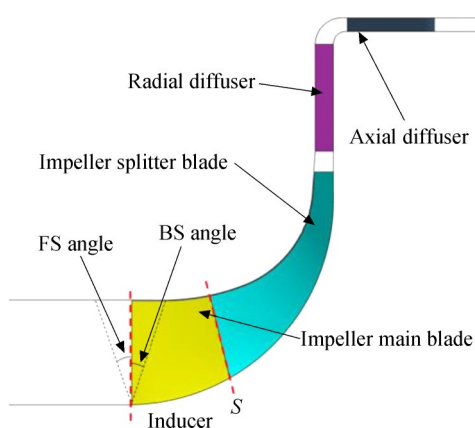
图1 掠型定义^[6]Fig.1 Definition of swept^[6]

图2 压气机子午视图

Fig.2 Meridional view of the compressor

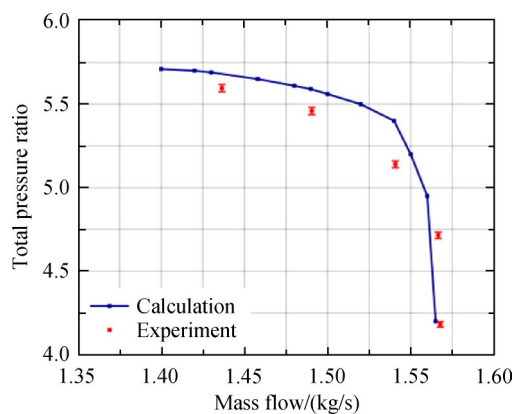
2 数值计算方法与验证

数值计算采用了全三维黏性流场的数值计算方法,采用了多块网格分区技术,分别对叶轮和扩

压器的叶片进行了单通道结构化网格划分,其中叶轮采用了HI拓扑,径向扩压器和轴向扩压器采用了O4H拓扑,叶轮叶片叶顶间隙采用了HO的蝶形拓扑,为准确俘获到黏性流动现象,保证整体壁面 Y^+ 小于10,经网格无关性的验证,分别选取总网格数目为300万和230万。

数值计算采用了NUMECA软件的Fine/Turbo作为求解器,采用时间推进法求解定常雷诺平均Navier-Stokes(RANS)方程,采用了2阶精度的Jameson有限体积差分格式作为空间离散方式,并在方程中加入了2阶和4阶的人工黏性项消除数值振荡,时间推进采用了4阶Runge-Kutta方法,考虑到计算精确度和计算经济性,选择了Spalart-Allmaras湍流模型,计算中采用了多重网格法,并结合当地时间步长及隐式残差光滑等加速收敛技术。计算中转静子的交界面采用了混合平面的方法,壁面采用了绝热无滑移的条件,入口条件给定总温总压,出口条件给定平均静压作为背压,计算中从较低背压的堵塞工况算起,并不断提高背压,直至定常计算无法收敛得到完整特性线。

利用该计算方法将压气机B原型的计算结果与实验得到的数据进行对比(图3),实验和计算得到的性能的差异主要是由于在计算中并没有考虑实验叶轮加工中的倒圆与表面粗糙度,采用了绝热的固壁条件,忽略了机匣壁面的传热效应。从图中可以看到数值计算能够整体捕捉到压气机性能的趋势,因此所选的数值计算方法能够满足本文的研究需要。



(a) 总压比

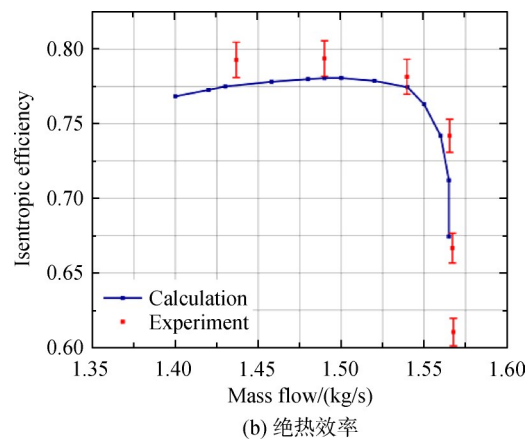


图3 数值方法验证

Fig.3 Verification of the numerical calculation method

3 计算结果与讨论

3.1 整体性能对比

图4中对比了不同掠型下两台离心压气机的峰值效率($\Delta\eta_{peak}$)与该流量下的总压比(Δp_t)的变化,计算结果表明,采用适当的掠型有利于提升离

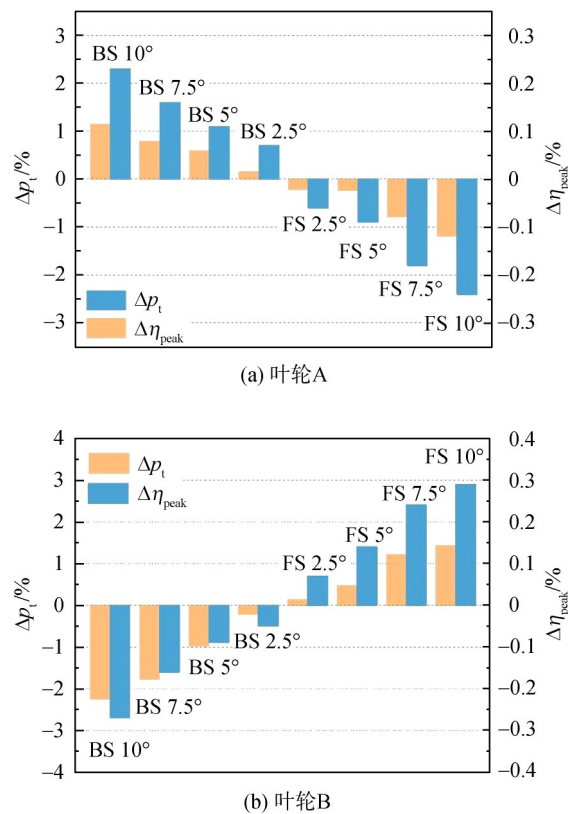


图4 不同掠型设计下压气机性能

Fig.4 Compressor performances under different types of swept

心压气机性能,然而两台压气机在相同掠型下性能的变化趋势有所不同。对于压气机A,采用前缘后掠能够提升压气机峰值效率和其对应的总压比,而对于压气机B,采用前缘前掠可以提升压气机峰值效率和其对应的总压比。此外,在研究的掠型角度范围内,两压气机性能变化的幅度与掠角的大小成正比。由于离心叶轮和径向扩压器之间的匹配关系直接影响离心压气机性能,而掠型的变化会不可避免地带来叶轮流量范围发生变化,为了更明确分析掠型对离心叶轮内部流动的影响,图5和图6对比了前掠10°、原型以及后掠10°下两离心叶轮的工作特性线。对于叶轮A,在后掠10°的掠型下,相比较原型,峰值效率提升0.25%,对应流量下总压比提高1.5%;对于叶轮B,在前掠10°的掠型下,相比较原型峰值效率提升0.33%,对应流量下总压比提高2%。同时,一方面由于两台压气机的失速均发生在叶片扩压器

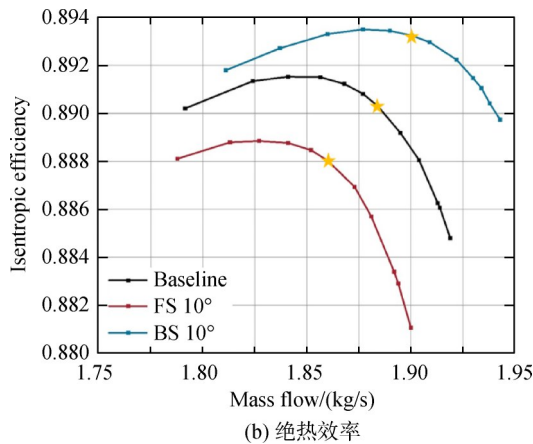
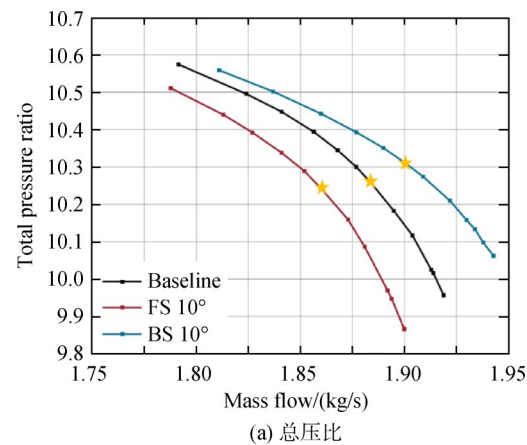


图5 不同掠型下叶轮A性能特性

Fig.5 Performance characteristics of the impeller A under different types of swept

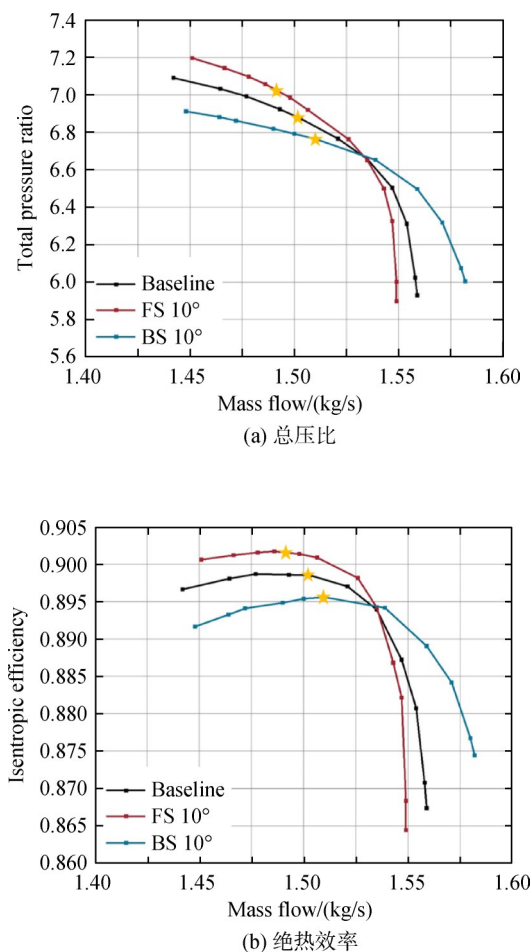


图6 不同掠型下叶轮B性能特性

Fig.6 Performance characteristics of the impeller B under different types of swept

入口^[17],不受叶轮入口的流动结构变化影响;另一方面定常数值求解并不能准确地捕捉到压气机的失速边界,因此该研究中重点关注不同掠型下压气机性能的变化,并未对压气机工作稳定性做讨论。

3.2 掠型对叶轮流场结构的影响

为了进一步揭示掠型对叶轮性能的影响机理,选取前掠10°的叶轮、原型叶轮以及后掠10°的叶轮作为典型算例,对其内部流动进行深入分析。为了使得不同掠型下叶轮的计算结果具有可比性,引入参数 C_{impeller} ,其定义为叶轮流量与叶轮静压比的比值。Rochuon^[18]已经证明,对不同的叶轮, C_{impeller} 相同能够保证叶轮出口气流角和出口气流马赫数基本一致,也就意味着叶轮的加功量基本一致。文章中后续分析集中在叶轮A $C_{\text{impeller}} = 0.361 \text{ kg/s}$ 与叶轮B $C_{\text{impeller}} = 0.409 \text{ kg/s}$ 的工况,分别对应两基准叶轮设计工况(在图5和图6中以

星号标出)。

图7给出了离心叶轮子午平均熵分布,可以看出叶轮主叶片掠型主要影响导风轮部分的流场,由于存在激波、泄漏流、边界层分离以及其之间相互作用等复杂流动现象,这个区域的流场极其复杂。在两个叶轮的不同掠型下,高熵区域的变化集中在这个区域,而对叶轮径向部分高熵区域的影响很小。叶轮A后掠减小了导风轮叶顶高熵区的范围,而叶轮B前掠减小了导风轮叶顶高熵区的范围。因此图8中对比了分流叶片起始位置处(图2中S截面)绝热效率沿展向分布,可以证实在导风轮部分,两个基准叶轮的损失主要集中在80%叶高以上区域和20%叶高以下区域。而引入主叶片的掠型后,主要会对80%叶高以上叶顶区域的效率产生影响,在叶轮A中采用前缘后掠能够明显提高这一区域的效率;相反,叶轮B中采用前缘前掠则会明显提高这一区域的效率。后文将着重讨论造成两叶轮在相同掠型下显示出不同气动性能变化趋势的原因。

3.2.1 叶轮A

图9分别给出了90%叶高和98%叶高处离心叶轮内部相对马赫数分布。在原型设计工况下,叶轮入口存在两道激波,分别为前缘激波与处于深度吞入状态的导风轮槽道激波。采用后掠设计后,前缘激波略微加强,同时明显减弱了导风轮槽道激波强度,并使得槽道激波位置前移;相反前掠则使得导风轮槽道激波变强,并使得槽道激波位置后移。主要原因在于后掠增强了叶顶通流能力,从而改善了原型导风轮叶顶部分深度阻塞的工作状态,明显减弱了吞入的槽道激波;相反,前掠则进一步恶化了叶顶阻塞状态,增强了槽道激波。从导风轮展向密流分布可以看出(图10),随着主叶片前缘从前掠向后掠变化,叶顶附近密流逐渐增加,同时对比图8可以发现流通能力发生变化的叶高范围与效率发生变化的叶高范围一致。叶轮A主叶片掠型导致密流沿展向变化的主要原因在以下两个方面:一方面,采用后掠设计后,导风轮叶顶长度减小,迫使前缘激波在导风轮吸力面上的位置相对后移,增加了激波前的气流折转角,增大了导风轮前缘激波前的载荷,增强了前缘激波的强度进而增加了导风轮叶顶的流通能力;另一方面,采用后掠设计后,不可避免地会导致喉部面积变大。从图11中90%叶高的载荷分布可以看出,采用后掠设计明显使得前缘激波后

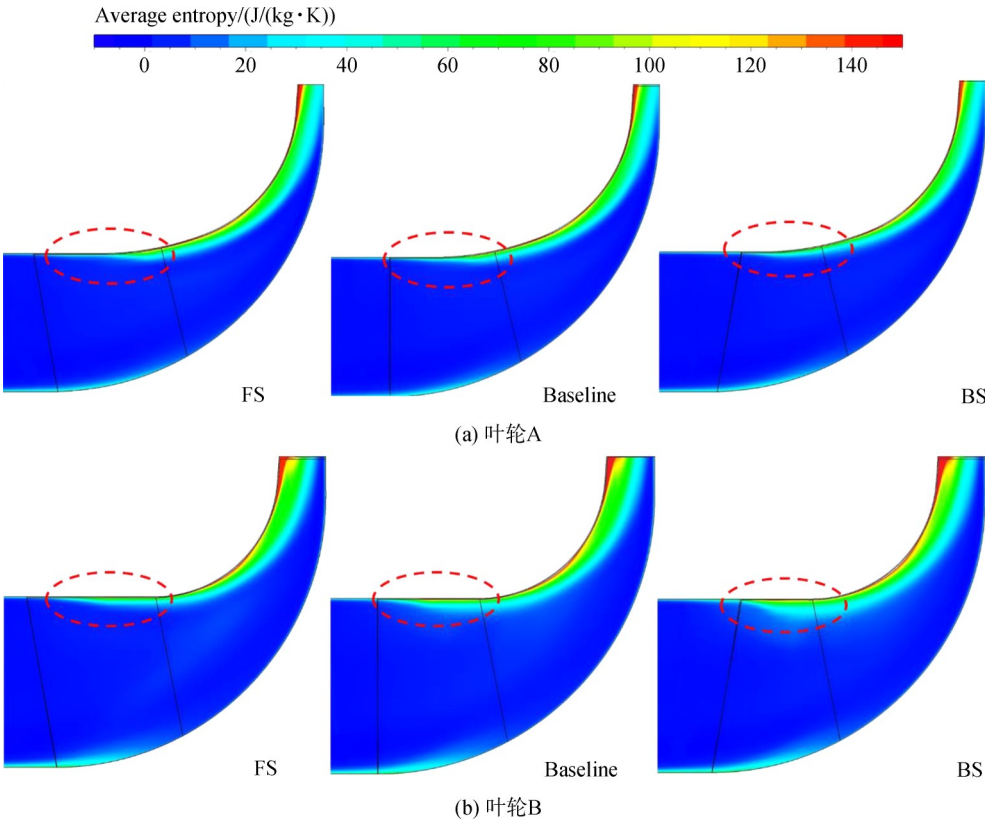


图 7 叶轮子午平均熵分布
Fig.7 Meridional average entropy distribution of impeller

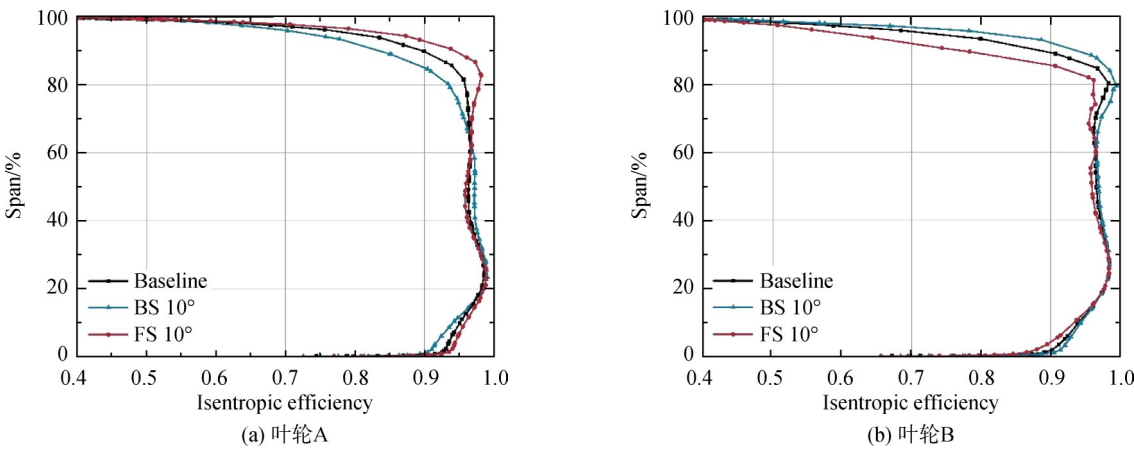


图 8 导风轮绝热效率展向分布
Fig.8 Spanwise distribution of isentropic efficiency of inducer

移,并增大了导风轮叶顶前缘激波前的载荷,而采用前掠时前缘附近甚至出现了局部载荷为零的区域。后掠设计由于整体增强了导风轮叶顶载荷,使得叶轮总压比相比原型有一定的提升。从图 9 中 90% 叶高处相对马赫数分布可以看出,虽然叶轮的导风轮叶片通道内存在着强烈的槽道激波,但是并没有因此引起边界层分离。然而在 98% 叶高处,泄漏流导致的低能流体与激波相交后引

起了其本身流态的变化,形成了低速区,相比于原型与前掠设计,采用后掠设计后这部分区域的强度明显缩小,而这部分二次流的减弱也是叶轮效率提升的重要原因。

图 12 中对比了叶轮 A 在不同掠型下导风轮 98% 叶高的熵分布。可以看出虽然后掠后前缘激波造成的损失略有增大,但是槽道激波后激波与泄漏流干涉造成的流动恶化被显著抑制,因此

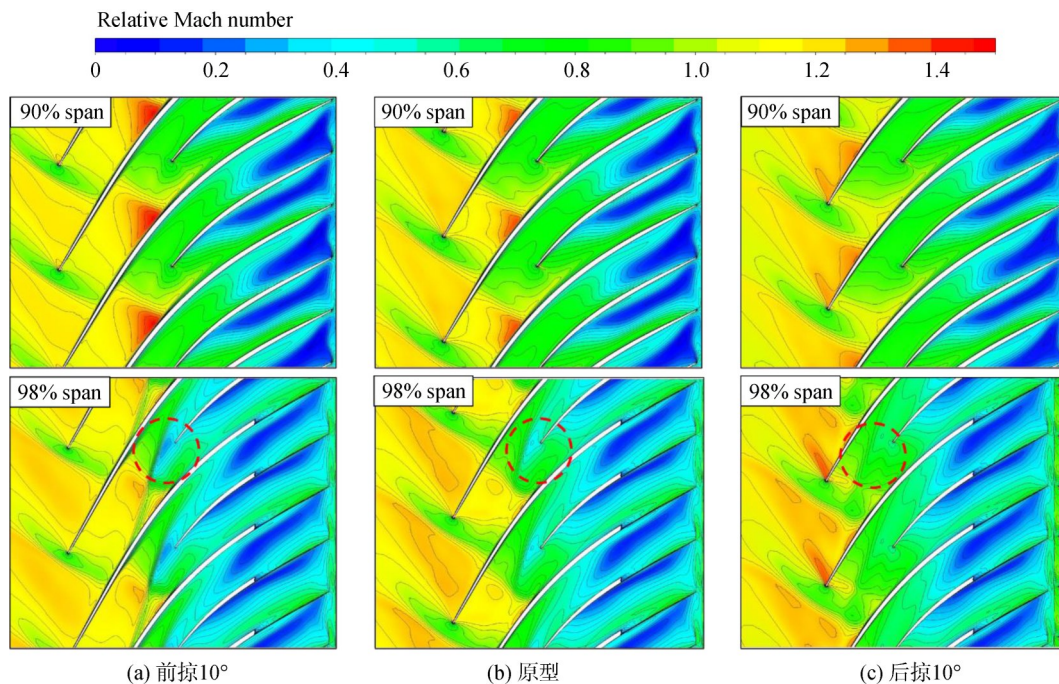


图 9 叶轮 A 相对马赫数分布

Fig.9 Distribution of the relative Mach number of impeller A

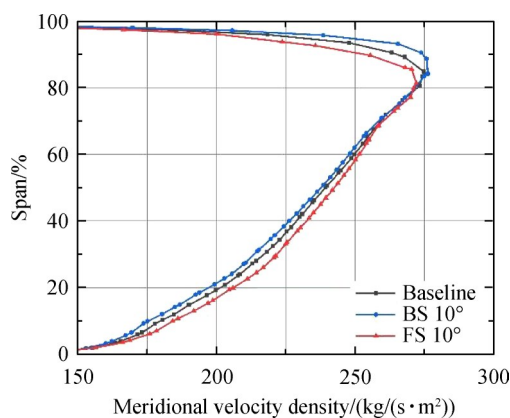


图 10 叶轮 A 导风轮密流展向分布

Fig.10 Inducer meridional velocity density spanwise distribution of impeller A

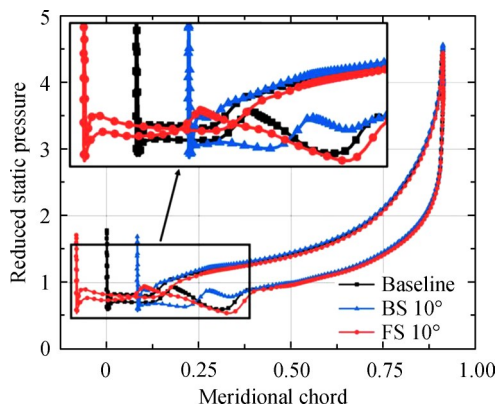


图 11 叶轮 A 主叶片 90% 叶高载荷分布

Fig.11 Main blade 90% span loading distribution of impeller A

减小了导风轮叶顶的流动损失。

此外,图 5 表示该离心压气机的堵塞流量与掠型直接相关,前掠使得阻塞流量变小,后掠使得阻塞流量变大,同时变化的程度与掠角成正比,后掠 10° 时堵塞流量提升了 1.3%。这是由于限制该离心压气机流量的气动喉部位于扩压器入口,因此阻塞流量与离心叶轮出口总压成正比,后掠增强了叶轮叶顶部分做功能力,进而提升了叶轮出口的总压,从而实现了整级压气机阻塞流量与总压比提高。

3.2.2 叶轮 B

图 13 给出了设计工况下 90% 叶高处叶轮 B 内部相对马赫数分布。可以看出原型叶轮叶顶只存在前缘激波,并无叶轮 A 中的导风轮槽道激波,采用前掠设计明显减弱了导风轮叶顶入口激波强度,并使得激波相对前缘附体效果更好。相反,采用后掠增强了导风轮入口前缘激波强度,使得激波相对前缘脱体更严重。从叶轮载荷分布上来看(图 14),叶片前掠使得叶片弦长增加,不可避免地使得前缘激波与导风轮吸力面相交的位置相对向叶片上游移动,减小了气流在前缘激波前的折转角,对导风轮叶顶前缘激波前的部分卸载,减弱了导风轮吸力面激波前气流的加速过程,从而减弱了叶顶前缘激波的波前马赫数,进而减弱了前缘激波强度,使得激波更加附体。前缘激波

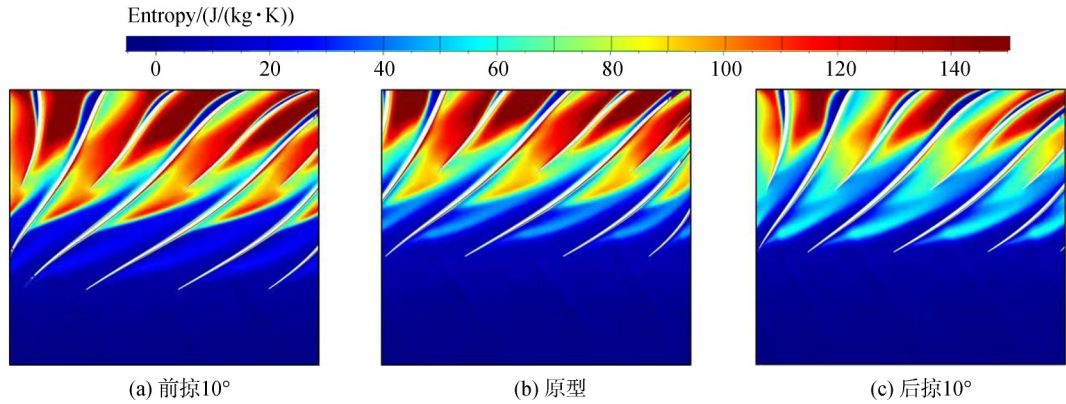


图 12 叶轮 A 98% 叶高熵分布
Fig.12 Distribution of the entropy of 98% span of impeller A

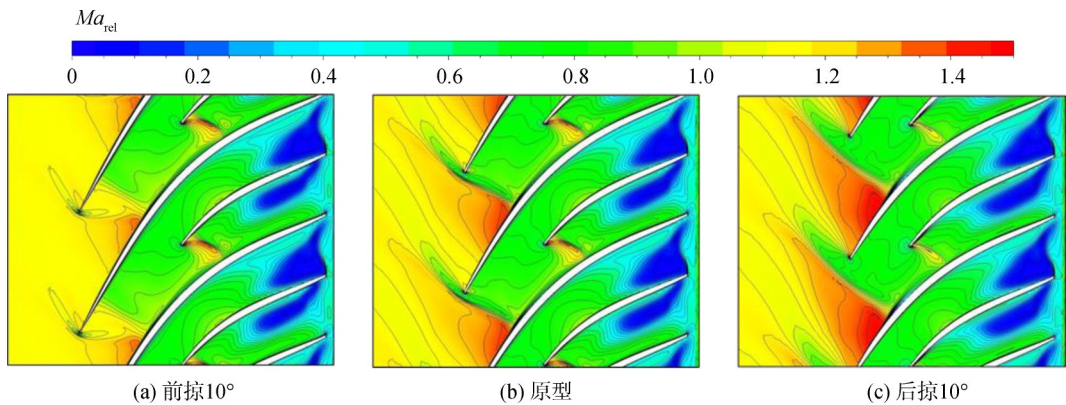


图 13 叶轮 B 相对马赫数分布
Fig.13 Distribution of the relative Mach number of impeller B

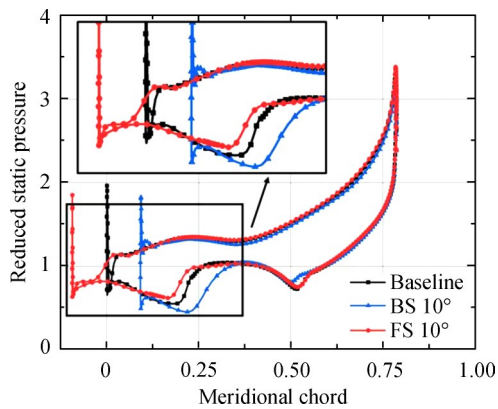


图 14 叶轮 B 主叶片 90% 叶高载荷分布
Fig.14 Main blade 90% span loading distribution of impeller B

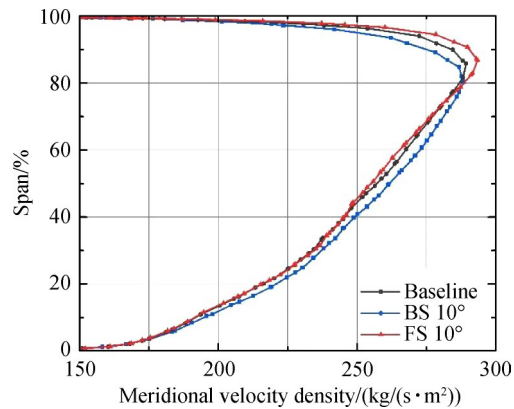


图 15 叶轮 B 导风轮密流展向分布
Fig.15 Inducer meridional velocity density spanwise distribution of impeller B

的附体也加强了叶顶的流通能力,相反后掠则恶化了叶顶气流的流通能力。从密流沿展向的分布(图 15)可以看出,随着主叶片前缘从后掠向前掠变化,叶顶一侧密流逐渐增加,轮毂一侧密流逐渐降低。从导风轮吸力面壁面的极限流线分布来看(图 16),原型中前缘激波与导风轮吸力面的边界层相交导致了大范围的流动分离,在采用了前掠

的情况下,由于前缘激波的强度被明显削弱,因而避免了边界层分离的发生,抑制了边界层分离导致的大范围低能流体在离心力作用下发生壁面潜流。图 17 中对比了叶轮 B 在 98% 叶高的熵分布。从图中可以看出采用了前掠的叶轮减弱了导风轮叶顶激波以及泄漏流的损失的同时,也通过抑制激波边界层干涉减少了壁面的高熵流体,从而进

一步遏制了导风轮叶顶的二次流,减小了导风轮部分的损失。

同时,与压气机 A 不同,限制压气机 B 阻塞流量的喉部位于导风轮入口,由于前掠不可避免地使得导风轮喉部减小,后掠使得导风轮喉部增加,所以前掠设计使得该压气机阻塞流量减小,后掠设计使得压气机阻塞流量增加,如图 6 所示。

综上所述,造成两台压气机在相同掠型下,性能变化趋势不同的原因在于两者原型导风轮叶顶的激波结构不同。对于这两台压气机,前掠均可

以通过使前缘激波位置相对前移,对导风轮叶顶前缘激波前的部分降载,减弱激波的强度,只不过压气机 A 中前缘激波的强度小于压气机 B,因此在掠型影响下前缘激波的变化并不明显。而对于导风轮叶片通道内存在通道激波的压气机 A 而言,后掠可以对前缘附近加载,在增强了前缘激波的强度的同时,也增加了导风轮入口喉部的通流能力,改善导风轮叶顶的阻塞,从而减弱导风轮通道激波的强度。

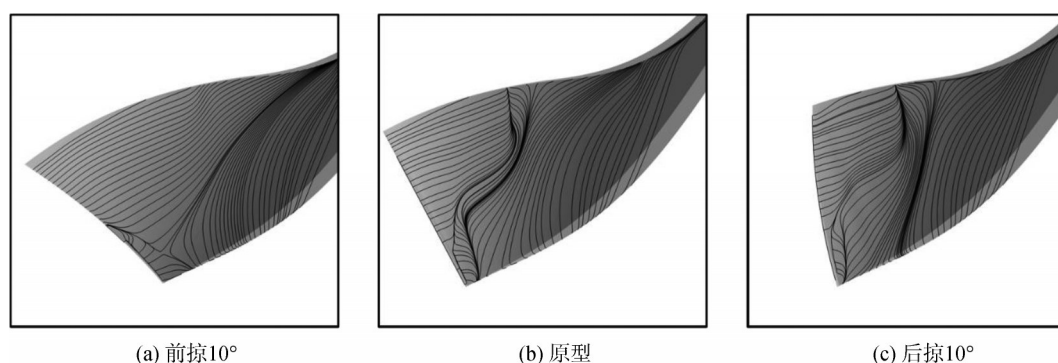


图 16 叶轮 B 导风轮吸力面极限流线分布

Fig.16 Distribution of the limiting streamline of impeller B inducer suction surface

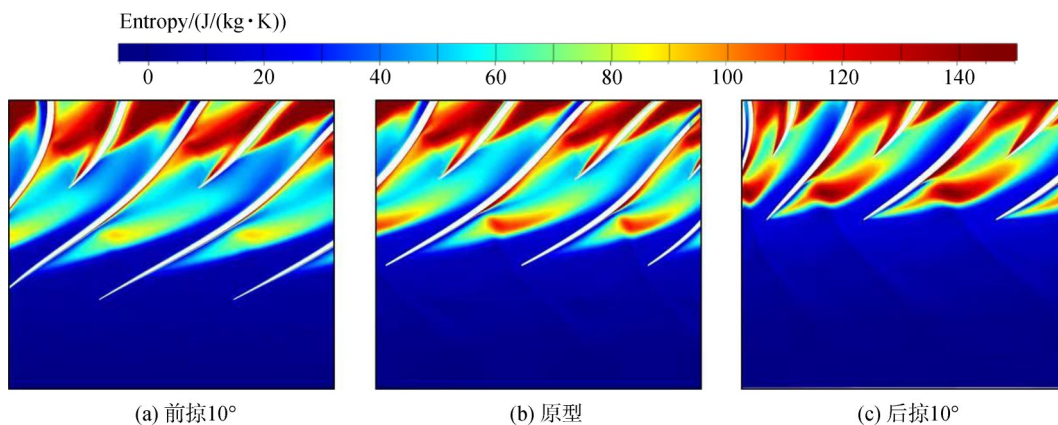


图 17 叶轮 B 98% 叶高熵分布

Fig.17 Distribution of the entropy of 98% span of impeller B

4 结 论

利用经过校核的数值模拟手段对两台高压比跨声速离心压气机进行了详细的数值模拟,重点讨论了主叶片前缘掠型对离心压气机性能及内部流场的影响机理,研究得到主要结论如下:

1) 对于跨声速离心叶轮,掠型对叶轮流场结构和气动损失的影响主要集中在导风轮叶顶部分,而对导风轮叶中与叶根影响很小,采用合适的掠型可以减小导风轮叶顶的高熵区域,提高导风

轮叶顶的效率。

2) 前缘前掠通过增加导风轮叶顶弦长,减缓气流在吸力面的加速过程,使得前缘激波位置前移,减小气流在前缘激波前的载荷,降低波前马赫数从而减小前缘激波的强度和激波带来的损失。相反后掠会使得前缘激波强度及其带来的损失增大。

3) 掠型会改变气流的流通能力,在导风轮叶顶存在通道激波的情况下,后掠通过增大导风轮喉部前的载荷,增大其导风轮叶顶的流通能力,从

而减弱导风轮槽道激波的强度,减小其带来的流动损失;相反前掠则会加剧导风轮槽道激波的强度。

4) 掠型能否改善离心压气机性能与叶轮内部激波结构直接相关。前掠可以减弱前缘激波的损失;后掠可以在增大前缘激波损失的情况下减小导风轮通道激波的损失。当考虑掠型对跨声速离心压气机性能的影响时,必须综合考虑入口激波的整体强度变化,对于前缘激波强度占主导地位的情况(如压气机B),前缘前掠可以通过减弱激波,改善叶片表面的分离与二次流动,从而提高压气机的气动性能;对于导风轮通道激波强度占主导地位的情况(如压气机A),前缘后掠可以明显减弱通道激波的强度,进而提高压气机的气动性能。

参考文献:

- [1] KRAIN H. Review of centrifugal compressor's application and development[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 25-34.
- [2] KANEKO M, TSUJITA H. Numerical investigation of influence of tip leakage flow on secondary flow in transonic centrifugal compressor at design condition[J]. Journal of Thermal Science, 2015, 24(2): 117-122.
- [3] DENTON J D, XU L. The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 213(2): 125-137.
- [4] OKUI H, VERSTRAETE T, VAN DEN BRAEMBUSSCHE R A, et al. Three-dimensional design and optimization of a transonic rotor in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031009.1-031009.11.
- [5] VAD J. Aerodynamic effects of blade sweep and skew in low-speed axial flow rotors at the design flow rate: an overview[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2008, 222(1): 69-85.
- [6] HAZBY H, ROBINSON C, CASEY M, et al. Free-form versus ruled inducer design in a transonic centrifugal impeller[J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(1): 011010.1-011010.12.
- [7] ELFERT M, WEBER A, WITTROCK D, et al. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high-performance radial compressor impeller[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(10): 101007.1-101007.9.
- [8] WITTROCK D, JUNKER M, BEVERSDORFF M, et al. A deep insight into the transonic flow of an advanced centrifugal compressor design[R]. ASME Paper GT2019-90308, 2019.
- [9] HE Xiao, ZHENG Xinqian. Mechanisms of sweep on the performance of transonic centrifugal compressor impellers[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(5): 1220-1229.
- [10] 陈思成. 跨声速离心压气机的掠叶片设计技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
CHEN Sicheng. Research on sweep blade design of transonic centrifugal compressor[D]. Beijing: Beijing Institute of School, 2016. (in Chinese)
- [11] 郭龙凯, 刘艳明, 郑新前, 等. 混合型前缘掠对离心压气机气动性能的影响[J]. 内燃机学报, 2016, 34(3): 281-287.
GUO Longkai, LIU Yanming, ZHENG Xinqian, et al. Effect of hybrid leading edge sweep on the aerodynamic performance of small scale transonic centrifugal compressor[J]. Transactions of CSICE, 2016, 34(3): 281-287. (in Chinese)
- [12] RODGERS C. The centrifugal compressor inducer[R]. ASME Paper 98-GT-032, 1998.
- [13] RODGERS C. High specific speed, high inducer tip Mach number, centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2003-38949, 2003.
- [14] PALMER D L, WATERMAN W F. Design and development of an advanced two-stage centrifugal compressor[R]. ASME Paper 94-GT-202, 1994.
- [15] ERDMENGER R R, MICHELASSI V. Impact of main and splitter blade leading edge contour on the performance of high pressure ratio centrifugal compressors[R]. ASME Paper GT2014-27062, 2014.
- [16] GANESH C S, NAGPURWALA Q, DIXIT C. Effect of leading edge sweep on the performance of a centrifugal compressor impeller[J]. SASTech-Technical Journal of RUAS, 2010, 9(2): 55-62.
- [17] LI Z, HAN G, LU X, et al. Improving the operating range using a centrifugal compressor with a tandem impeller[EB/OL]. [2021-05-05]. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1270963819316165>.
- [18] ROCHUON N. Analyse de l'écoulement tridimensionnel et instationnaire dans un compresseur centrifuge à fort taux de pression[D]. Ecully, France: Ecole Centrale de Lyon, 2007.

(编辑: 陈越)