

端壁合成射流激励参数变化对跨声速轴流压气机性能的影响

王广, 楚武利, 张皓光, 郭正涛
(西北工业大学动力与能源学院, 710129, 西安)

摘要: 为了提升高负荷轴流压气机的气动性能,提出了一种在端壁上施加合成射流的主动流动控制方法。以跨声速轴流压气机 NASA Rotor35 为研究对象,在固定端壁激励于叶顶堵塞核心位置的基础上,数值模拟了3个激励频率和3个射流峰值速度对该压气机气动性能的影响,获得了端壁合成射流激励参数的影响规律。计算结果表明:激励频率对压气机的近失速流量影响不大,但对总压比和等熵效率有较大影响,并且存在一个激励频率的阈值,只有当激励频率大于该阈值时,才能使得总压比和等熵效率高于原型压气机。射流峰值速度对压气机性能的影响不如激励频率,在超过激励频率阈值的端壁合成射流作用下,即使射流峰值速度较小,压气机也能获得比原型压气机更高的流量裕度、总压比和等熵效率,而且随着射流峰值速度的增大,压气机的性能还可以进一步提高。

关键词: 跨声速轴流压气机;端壁合成射流;主动流动控制;数值模拟

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202105021 **文章编号:** 0253-987X(2021)05-0193-10



OSID 码

Effects of the Endwall Synthetic Jet Excitation Parameters on Performance of Transonic Axial Flow Compressor

WANG Guang, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, GUO Zhengtao
(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: To improve the aerodynamic performance of high-load axial compressor, an active flow control method with synthetic jet applied on the endwall was proposed. A transonic axial flow compressor NASA Rotor35 was taken as the research object. On the basis of fixed endwall excitation at the core of blade tip blockage, the influences of three excitation frequencies and three jet peak velocities on the aerodynamic performance of the compressor were numerically simulated, and the influencing rules of the endwall synthetic jet excitation parameters were obtained. The results show that the excitation frequency has little influence on the near stall flow of the compressor, but has great influence on the total pressure ratio and isentropic efficiency. It is also found that there is a threshold of excitation frequency, and only when the excitation frequency is greater than the threshold, can the total pressure ratio and isentropic efficiency be higher than those of the prototype compressor. The effect of jet peak velocity on the performance of compressor is inferior to the excitation frequency. Under the action of the endwall synthetic jet exceeding the excitation frequency threshold, the compressor can obtain higher flow margin, total pressure ratio and isentropic efficiency than the prototype compressor even if the peak velocity of

the jet is small, and the performance of the compressor can be further improved with the increase of the jet peak velocity.

Keywords: transonic axial compressor; endwall synthetic jet; active flow control; numerical simulation

相对于其他位置,端壁区域更适合对压气机进行流动控制,科研人员针对压气机端壁的流动控制进行了大量的研究。端壁被动控制手段有机匣处理^[1]、端壁造型^[2]和涡流发生器^[3]等。由于缺少与压气机节流程度和转速变化相关的可控变量,被动控制手段通常只能优化个别工况的压气机性能,作用效果不能随压气机运行工况的变化而变化。除此之外,被动控制手段在提升压气机性能的同时,往往还伴随着效率下降,这对高负荷压气机来说可能是难以接受的。为了实现压气机全工况性能改善,近年来,主动控制手段在国内外也受到了许多研究人员的关注。端壁主动控制手段有附面层抽吸^[4]、机匣周向单槽抽吸^[5]、叶顶喷气^[6]和等离子激励^[7]等,但是这些主动控制手段都需要复杂的外部管路和设备,这就限制了它们在真实压气机上的应用。

合成射流是一种基于旋涡运动的零质量射流^[8]。与其他主动控制手段不同,它具有不需要复杂管路系统、结构紧凑、功耗小和重量轻等优点,因此首先在机翼等外流流动控制领域得到了系统研究^[9]。随着微机电系统技术的快速发展,合成射流也受到越来越多压气机流动控制研究人员的关注,并展现出良好的应用前景。Matejka 等将合成射流激励器布置于低速压气机叶栅前缘额线位置,对其抑制角区分离进行了实验研究^[10],结果发现,出口总压损失和二次流损失最大降低约 1.8%、6.0%。De Giorgi 等认为,合成射流增强了射流出口流场中旋涡的产生,促进了附面层低能流体与主流之间的动量掺混,使得分离附面层能克服逆压力梯度并保持再附^[11]。Culley 等在压气机静子叶片吸力面布置 6 个合成射流激励孔^[12],实验结果表明,合成射流推迟了轮毂处的流动分离,总压损失降低了 4%。Zheng 等在压气机叶栅实验台上证实了在叶片吸力面和机匣上开孔两种合成射流对于流动分离控制的有效性^[13]。Qin 等分别以低速、高速压气机叶栅为数值模拟对象,对吸力面、端壁合成射流进行了参数化研究,揭示了合成射流抑制角区分离、减少损失的机理^[14-15]。刘艳明等同样以压气机叶栅为对象,分别进行端壁和吸力面合成射流的数值模拟^[16],结果发现合理的合成射流激励推迟了分离,增强了分离

区内外的掺混,降低了损失,改善了叶栅内的流动状况。Benini 等将合成射流布置在跨声速压气机 NASA Rotor37 吸力面^[17-18],数值模拟结果表明,与原型相比,转子近失速点气动效率提高了 1.4%。

综合已有的研究成果可知:一方面,合成射流确实可以降低压气机的流动损失或者提高效率;另一方面,除了文献^[17-18]外,其他的研究对象都是压气机叶栅,合成射流在真实压气机中的应用研究极其少见。因此,对于高负荷跨声速轴流压气机来说,端壁合成射流能否改善其气动性能仍是未知的。基于以上原因,本文以 NASA Rotor35 为数值模拟对象,针对端壁合成射流的射流频率和射流峰值速度两个关键参数进行研究,为合成射流在压气机中的深化应用和优化设计提供指导。

1 研究对象

选择典型的跨声速轴流压气机 Rotor35 为研究对象。它是 Stage35 的转子部分,Stage35 是由 Reid 和 Moore 共同设计的跨声速轴流压气机进口级^[19]。虽然设计于 1970 年代,但 Stage35 具有现代跨声速轴流压气机的典型特征,许多研究人员将它作为研究跨声速轴流压气机流场和测试流动控制效果的对象。Rotor35 有 36 个叶片,展弦比为 1.19,轮毂比为 0.7,设计流量为 20.188 kg/s,设计的总压比和绝热效率分别为 1.865 和 0.865,设计转速为 17 188.7 r/min,叶尖速度为 454.456 m/s。更多的设计参数可以参考文献^[19]。

2 数值计算方法

2.1 网格划分和计算设置

数值计算的网格由 IGG/Autogrid5 生成。沿径向布置 93 个节点。叶片通道采用 O4H 型网格拓扑结构,其中,绕叶片布置 217 个节点。叶顶间隙采用蝶形网格拓扑结构,沿径向布置 17 个节点。压气机的进出口均采用 H 型网格。近壁面网格都进行了加密处理,第一层网格距离为 3×10^{-6} m,以保证 $y^+ < 1$ 。原型压气机计算网格数约为 180 万。

利用商业软件 ANSYS CFX 18.0 在 100% 设计转速下进行单通道计算。流体假定为理想气体,

选择 $\kappa\omega$ SST 湍流模型求解三维雷诺时均 N-S 方程。壁面设置为绝热无滑移边界,对流项和湍流项采用高精度格式,进口给定绝对总压为 101 325 Pa、绝对总温为 288.15 K,进口空气紊流度为 5%,出口条件为平均静压。

2.2 数值计算精度的确认

图 1 给出了实验测量和数值模拟获得的压气机总性能对比(EXP 表示实验测量结果,CAL 表示数值计算结果)。与 Reid 和 Moore 的实验结果相比,数值计算的堵塞点流量偏小、总压比偏低。造成这种误差的原因可能与数值计算的湍流模型假设、理想气体设置等因素有关。图 2 给出了峰值效率点处

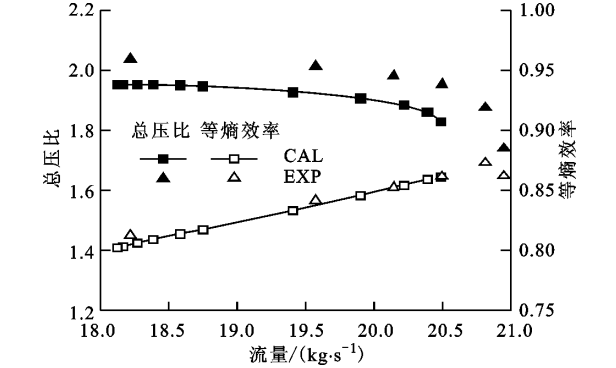


图 1 实验测量和数值模拟获得的压气机总性能对比
Fig.1 Comparison of overall performance between experimental measurement and numerical simulation

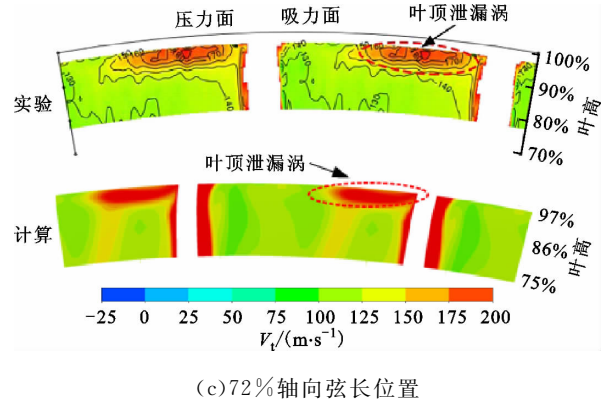
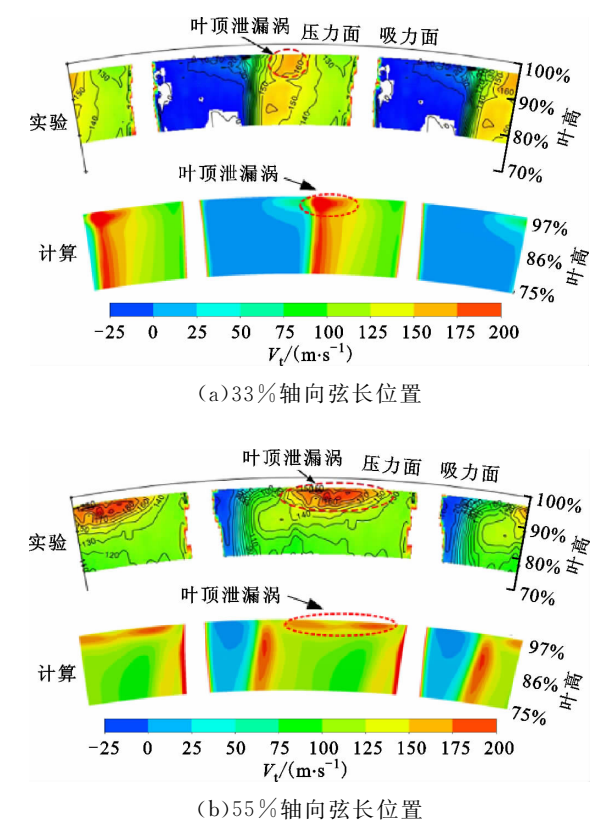


图 2 实验测量和数值模拟获得的峰值效率点切向速度对比

Fig.2 Comparison of tangential velocity at peak efficiency point between experimental measurement and numerical simulation

的实验测量^[20]和数值计算在 3 个不同截面的切向速度 V_t 分布,C 表示轴向弦长,从图中可以看出,无论是数值大小,还是叶顶泄漏涡的分布,数值计算与实验测量结果都吻合很好。因此,本文建立的数值模型是可靠的。

2.3 跨声速压气机 Rotor35 的失速机理

为了探寻端壁合成射流的最佳位置,首先分析该跨声速压气机的失速原因。原型压气机 95%叶高处的相对马赫数云图如图 3 所示。从图 3a 中可以看出,原型压气机处于设计工况时,叶顶通道内的气流流动顺畅,在叶片前缘进口处有一道清晰的正激波,在叶片吸力面尾缘出现了轻微的附面层分离。叶顶泄漏流分为 3 段,叶顶前缘和中部的泄漏流通过激波后速度降低,相互裹挟着流出压气机通道,叶片尾缘的泄漏则直接流出压气机通道。如图 3b 所示,随着反压增大至近失速工况,正激波前移形成脱

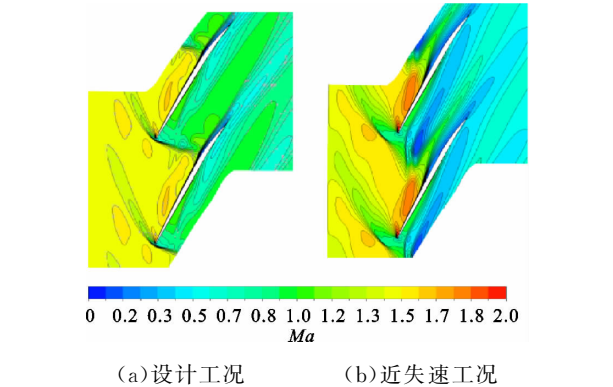


图 3 原型压气机 95%叶高处的相对马赫数云图
Fig.3 Relative Mach number cloud diagram at 95% span of the compressor

体激波,吸力面附面层分离点前移,分离范围也明显增大,形成了通道内的一个低速区。图 4 给出了原型压气机的叶顶泄漏流线图。在通道中靠近压力面侧出现了另一个面积更大、速度更低的低速区,由图 4b 可知,这是由于叶顶前缘泄漏流通过激波后与主流相互作用,形成具有明显卷起现象的间隙泄漏涡,堵塞了叶顶通道。叶片中后部的泄漏流在逆压梯度作用下只有少部分能流出压气机通道,大部分被卷入叶顶泄漏涡之中后形成了二次泄漏。因此,叶顶泄漏涡和吸力面流动分离形成的两个低速区几乎堵塞了整个通道,造成流通能力急剧下降,是导致压气机失速的主要原因。

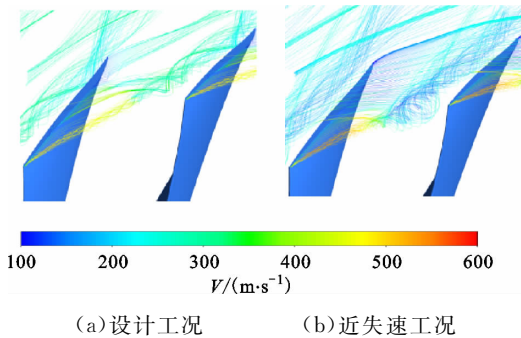


图 4 原型压气机的叶顶泄漏流线图

Fig. 4 Tip leakage velocity of the compressor

3 端壁合成射流设计

由图 3b 可知,近失速工况下,压气机叶顶的堵塞区域主要在 25% 轴向弦长附近,因此本文将合成射流的激励位置固定于该位置,端壁合成射流几何结构如图 5 所示。为了模拟端壁合成射流对压气机气动性能的影响,在 Rotor35 机匣上沿周向开设一个宽度和深度均为 1 mm 的浅槽。槽壁为绝热无滑移壁面条件,槽顶为速度进口条件,合成射流速度表达式为

$$V(t) = V_{\max} \sin(2\pi ft + \varphi) \tag{1}$$

本文主要对合成射流的激励频率 f 和射流峰值速度 $V_{\max}$ 两个关键参数进行研究。由于合成射流的周

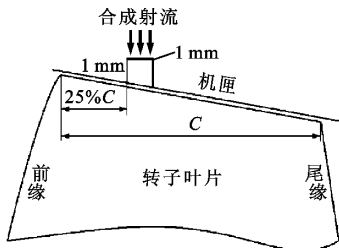


图 5 端壁合成射流几何结构示意图

Fig. 5 Geometric structure of the endwall synthetic jet

向覆盖率是 100%,初始相位角对射流结果没有影响,因此,初始射流角 φ 在本文中均设置为 0。非定常计算时,时间项的离散采用二阶向后欧拉格式,时间步长设置为一个合成射流吸气-吹气周期 T 的 $1/20$,每个时间步的最大内迭代次数为 10。

4 合成射流参数变化影响的结果分析

由于合成射流激励对压气机输入了能量,在计算压气机的效率时应考虑这部分能量的影响,Bae 提出的合成射流能量计算方法^[21]为

$$E = 0.5\rho A(0.26V_{\max}^3) \tag{2}$$

式中: ρ 为合成射流进口处的空气密度; A 为合成射流进口的面积。

考虑合成射流能量输入的压气机效率计算式为

$$\eta = \frac{(p_2^*/p_1^*)^{(\alpha-1)/\alpha} - 1}{T_2^*/T_1^* - 1 + E/(m\alpha(\alpha-1)^{-1}RT_1^*)} \tag{3}$$

式中: p_1^* 、 p_2^* 分别为压气机进、出口测量截面的平均总压; T_1^* 、 T_2^* 分别为进、出口测量截面的平均总温; m 为压气机的流量; α 为绝热指数。

为了定量比较原型和施加合成射流激励后压气机的稳定性变化,引入流量裕度改变量

$$\Delta M = \frac{m_{\text{baseline}} - m_{\text{sj}}}{m_{\text{baseline}}} \tag{4}$$

式中: m_{baseline} 、 m_{sj} 分别表示原型、合成射流激励作用下的压气机流量。

4.1 射流频率的影响及分析

图 6 给出了不同射流频率的合成射流对压气机总性能的影响。此时,激励处于最佳位置 25% C ,射流峰值速度固定为 150 m/s。从图中可以看出,在 3 种不同频率的合成射流激励下,压气机的近失速流量差别不大,因此本节不进行流量裕度的分析,而是

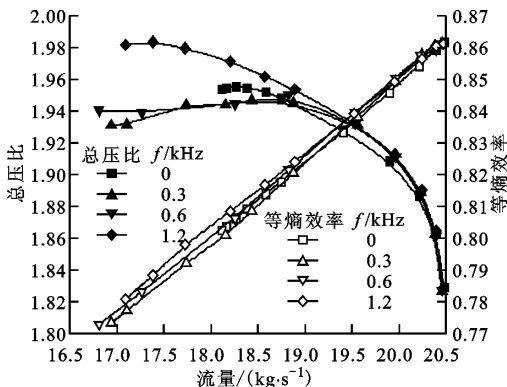


图 6 不同射流频率的合成射流对压气机总性能的影响

Fig. 6 Effect of synthetic jet with different jet frequencies on the overall performance of the compressor

重点关注压气机的总压比和等熵效率的变化机理。射流频率为 300 Hz 时,压气机的总压比和等熵效率均下降。射流频率提高到 600 Hz 时,压气机的总压比仍然低于原型,而等熵效率则与原型相当。射流频率继续提高到1 200 Hz 时,压气机的总压比和等熵效率均高于原型。这说明,射流频率对压气机的气动性能具有很大的影响,同时也表明它存在一个介于 600~1 200 Hz 之间的阈值,只有当激励频率高于该阈值时,才能全面提高压气机的气动性能。否则,即使合成射流处于最佳激励位置,并且射流峰值速度很大,也不能提高压气机的气动性能。

为了探究不同频率合成射流激励对压气机总压比的影响机理,图 7 给出了 4 个典型时刻 95%叶高的静压系数 C_p 分布($f=0$ Hz 的图例表示原型压气机)。此时,原型压气机和带不同频率合成射流激励压气机的流量近似相等,原型压气机处于近失速工况。静压系数定义如下

$$C_p = \frac{p - p_1}{p_1^* - p_1}$$

(5)

式中: p 为静压; p_1 为进口测量截面的平均静压。

从图 7 中可以看出,从 0T 到 0.25T,随着合成射流吹气速度增大,压力面静压系数也从 0 时的低于原型逐渐升高到 0.25T 时的高于原型,说明压力面一侧的流通能力有所增强,这是合成射流吹气效

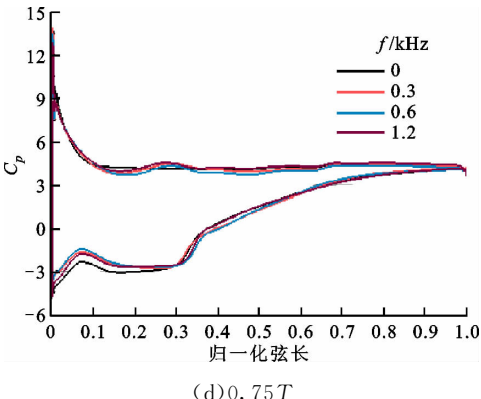
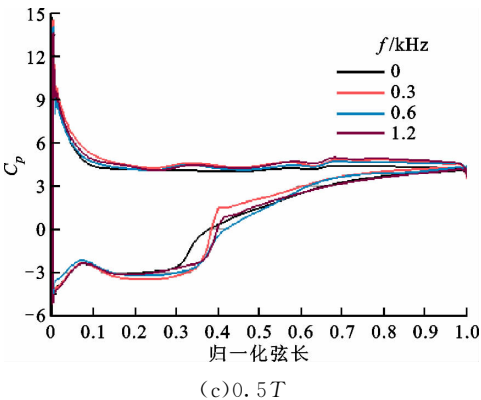
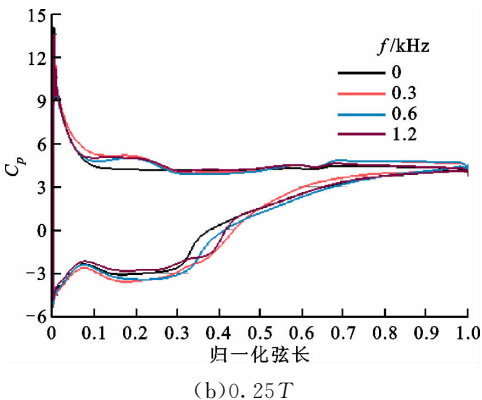
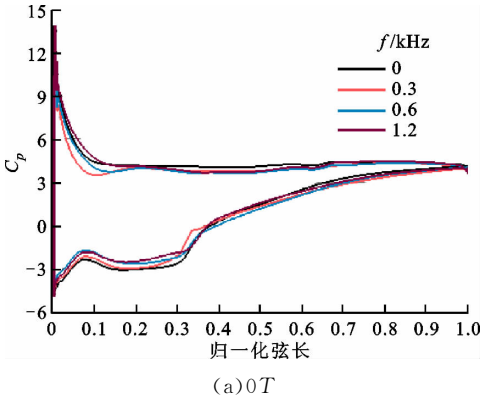


图 7 压气机 95%叶高处的静压系数
Fig. 7 Static pressure coefficient distributions at 95% span

应将压力面一侧低速气流吹除的结果。合成射流频率为 300 和 600 Hz 时,吸力面激波之前(约 35% C)的静压系数从 0 时的高于原型下降到了 0.25T 时的低于原型,说明靠近吸力面一侧的堵塞反而比原型严重。特别是 300 Hz 激励时,吸力面 50% C 以后的静压系数也明显减小,说明吸力面附面层分离程度加大。这可能是由于射流频率较小时,合成射流单位时间内的射流动量不足,难以抑制吸力面分离。而合成射流的频率为1 200 Hz 时,0.25T 时的吸力面 30% C 之前的静压系数仍然高于原型。因此在这个阶段,射流频率为1 200 Hz 激励时,压气机的负荷最大,总压比也最高。

从 0.25T 到 0.5T,合成射流的吹气速度越来越小,不同频率激励下的压气机静压系数又逐渐恢复到原型压气机的水平。但是,值得注意的是,射流频率为 300 Hz 时,吸力面 40% C 之后的静压系数低于原型,射流频率为 600 Hz 时,吸力面 60% C 之后的静压系数低于原型,说明此时压气机的负荷低于原型,因此总压比也相应低于原型。

从 0.5T 到 0.75T,合成射流转入吸气阶段,随着吸气速度增大,不同频率合成射流激励下的静压

系数几乎重合,压力面静压系数与原型相差不大,吸力面 30% C 之前的静压系数高于原型,说明压气机流通能力增强、总压比升高,也说明合成射流的吸气作用比吹气作用对提高压气机的总压比有益。

从 $0.75T$ 到下一个射流周期的 $0T$,合成射流的吸气速度越来越小,吸力面静压系数变化不大。压力面静压系数降低,300 Hz 和 600 Hz 激励下的静压系数降低更多,因此总压比也更低。同时,比较吹气阶段和吸气阶段静压系数的不同变化幅度,可以推断,射流频率不同的合成射流对压气机总压比的影响差异不是来自吸气阶段,而主要来自吹气阶段。因为不同频率合成射流单位时间内对叶顶低速气流施加的射流动量不同,射流频率大于阈值时,单位时间内注入的射流动量更大,可以将叶顶低速气流吹除。

压气机通道中产生损失的来源众多,不同位置的损失对应着不同的机理。Li 从流体耗散的角度探究产生损失的诱因,通过引入损失源的概念,提出了一种描述压气机叶栅中三维损失的定义^[22]。由不同源产生的损失可以通过对相应区域内的耗散函数进行体积分来得到,并用进口动压无量纲化后得到损失源,定义如下

$$\gamma_{\text{source}} = \frac{\Delta p_{\text{source}}^*}{p_1^* - p_1} = \frac{\iiint_{\text{region}} \varphi dx dy dz}{(p_1^* - p_1)_i \iint_i V_n dA} \quad (6)$$

式中: γ_{source} 为损失源; $\Delta p_{\text{source}}^*$ 为某一特定源引起的总压损失; i 为进口测量截面; V_n 为积分面的法向速度。

φ 表示耗散函数,其张量形式定义如下

$$\begin{aligned} \varphi(x, y, z) = & \mu_{\text{eff}} \left(2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + 2 \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 + \right. \\ & \left. \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 \right) - \\ & \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (7)$$

式中: v_x 、 v_y 、 v_z 为速度分量; μ_{eff} 表示综合黏度系数,它等于流体的动力黏度与湍流黏度之和。

借鉴 Li 对损失进行分类的做法,本文将它推广到跨声速压气机损失描述中。将总压损失源及对应耗散函数积分区域划分为如图 8 所示 4 部分。

(1) 轮毂端壁损失 γ_{HUB} 。轴向范围为叶根前缘至尾缘、径向范围为轮毂至 2% 叶高之间的区域。值得注意的是,2% 叶高并不是附面层厚度,而是近似表示轮毂摩擦导致的近壁强剪切流动尺度。

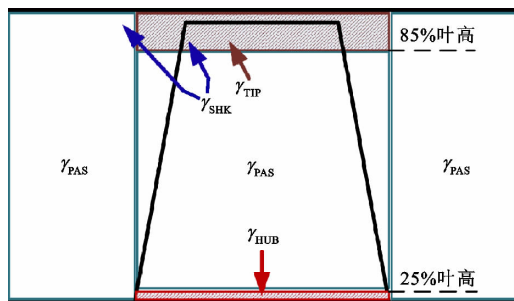


图 8 轴流压气机转子的损失源划分示意图

Fig. 8 Loss source division of the axial compressor rotor

(2) 激波损失 γ_{SHK} 。分为两部分:①轴向范围为叶根前缘至尾缘、径向范围为 85% 叶高至机匣之间,而且 $\lg(\nabla p) > 7$ 的区域;②进口测量截面至叶根前缘、径向范围为轮毂至机匣之间,而且 $\lg(\nabla p) > 7$ 的区域。值得注意的是,对激波损失区的规定来自对数值流场的观测。由于发现叶顶激波附近的压力梯度普遍大于 10^7 Pa/m,因此,规定 $\lg(\nabla p) > 7$ 的区域为激波的影响范围。

(3) 叶顶泄漏及分离损失 γ_{TIP} 。轴向范围为叶根前缘至尾缘、径向范围为 85% 叶高至机匣之间,而且 $\lg(\nabla p) < 7$ 的区域。

(4) 通道分离损失 γ_{PAS} 。见图 8 中其他区域。

图 9 给出了不同激励频率下损失源相对于原型压气机的变化。此时,原型压气机和带不同频率合成射流激励压气机的流量近似相等,原型压气机处于近失速工况。

在合成射流的吹气阶段,从 $0T$ 至 $0.25T$,随着吹气速度越来越大,射流频率为 300 Hz 和 600 Hz 的合成射流激励时,相对于原型压气机,轮毂端壁附近的摩擦损失和激波损失增大,说明轮毂端壁的二次流运动强烈,激波强度增大,而射流频率为 1 200 Hz 的合成射流激励时,轮毂端壁附近的摩擦损失和激波损失均减小,说明高频射流对二次流和激波均起到了有效的抑制作用。3 种射流频率合成射流激励下,叶顶泄漏损失均相对于原型压气机增大,说明压气机的叶顶泄漏流流量增大,泄漏涡的强度增强。

从 $0.25T$ 至 $0.5T$,随着吹气速度越来越小,3 种频率激励下的叶顶泄漏及分离损失均减小。射流频率为 300 Hz 的合成射流激励时,相对于原型压气机,轮毂端壁附近的摩擦损失和激波损失继续增大,但它的通道分离损失降低最多。

从 $0.5T$ 至 $0.75T$,合成射流转入吸气阶段,随着吸气速度越来越大,3 种频率激励下的各区域损失均减小,说明合成射流的吸气作用通过对叶顶低

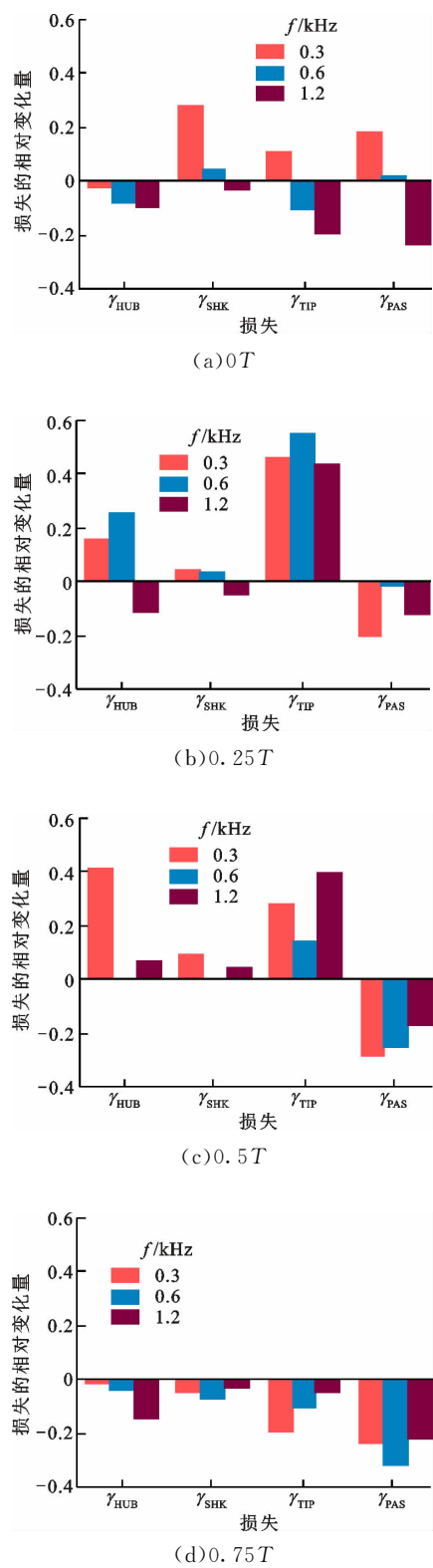


图 9 不同频率合成射流激励下的压气机损失源变化
Fig. 9 Variations of compressor loss source excited by synthetic jet with different frequencies

速气流的吸除,有效降低了端壁的二次流强度、激波强度、叶顶泄漏流强度以及通道分离程度。同时,这也表明,合成射流的吸气作用比吹气作用对降低压

气机损失、提高效率更有益。

从 $0.75T$ 到下一个合成射流循环吹气阶段的 0 时刻,频率为 300 Hz 的合成射流激励时,激波损失、叶顶泄漏及分离损失和通道损失仍然高于原型压气机,而频率为 600 Hz 的合成射流激励时,只有激波损失和通道损失高于原型压气机,而频率为 $1\,200\text{ Hz}$ 的合成射流激励时,所有损失均低于原型压气机。

4.2 射流峰值速度对压气机总性能的影响及分析

图 10 给出了不同射流峰值速度的合成射流对压气机总性能的影响。此时,射流位置仍然处于最佳位置 $25\%C$,激励频率为超过阈值频率 $1\,200\text{ Hz}$ 。从图中可以看出,在 3 种不同射流峰值速度的合成射流激励下,压气机的流量裕度、总压比和等熵效率均高于原型压气机,且射流峰值速度越大,压气机的近失速流量越小,也就是流量裕度改变量越大,近失速工况点的总压比越高,等熵效率提升也越大。这就可以充分证明,只要激励位置是最佳位置,且射流频率大于阈值,即使射流峰值速度不大,合成射流也能全面提升压气机的性能。同时,这也可以表明,射流峰值速度对压气机总性能的影响不如激励位置和射流频率。

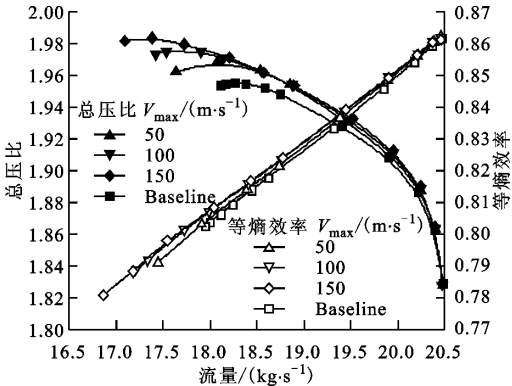


图 10 不同射流峰值速度合成射流对压气机总性能的影响
Fig. 10 Effect of synthetic jet with different peak velocities on the overall performance of the compressor

为了定量地描述压气机阻塞区域大小,揭示不同射流峰值速度合成射流激励下压气机稳定裕度的变化机理,引入衡量压气机阻塞程度的参数 $B^{[23]}$ 。将密流小于平均密流的区域视为阻塞区,定义如下

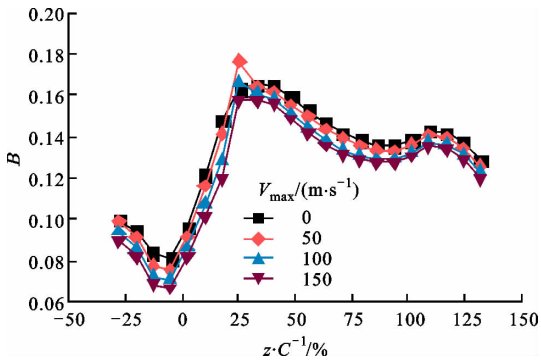
$$S_1 = \iint_b (1 - (\rho W_z) / \overline{\rho W_z}) dx dy \quad (8)$$

$$B = S_1 / S_2 \quad (9)$$

式中: S_1 为阻塞面积; b 为密流小于平均密流的区域; W_z 为相对轴向速度; $\overline{\rho W_z}$ 为所选截面的质量流量平均密流, S_2 为所选截面的面积,用于阻塞区面

积的无量纲化。应当注意的是,该积分仅在区域 b 内进行。

图 11 给出了不同射流峰值速度合成射流激励下压气机通道中阻塞参数 B 的分布(图中 $z \cdot C^{-1}$ 表示压气机通道的相对轴向位置, $V_{\max} = 0 \text{ m/s}$ 的图例表示原型压气机)。此时,原型和带不同射流峰值速度合成射流激励压气机的流量近似相等,原型压气机处于近失速工况。原型压气机的阻塞参数 B 在 $25\%C$ 附近达到最大,表明压气机堵塞最大的地方位于该处,反过来说明本文将合成射流激励设计于该位置是合理的。在合成射流的吹气阶段,压气机的阻塞程度与原型压气机相当,只是在 $25\%C$ 附近大于原型。当合成射流进入吸气阶段后,压气机



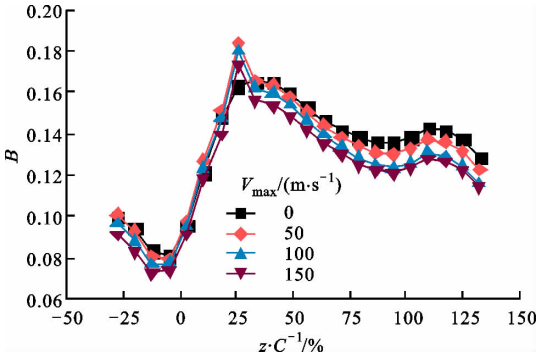
(d) $0.75T$

图 11 不同射流峰值速度合成射流激励下的压气机通道阻塞情况

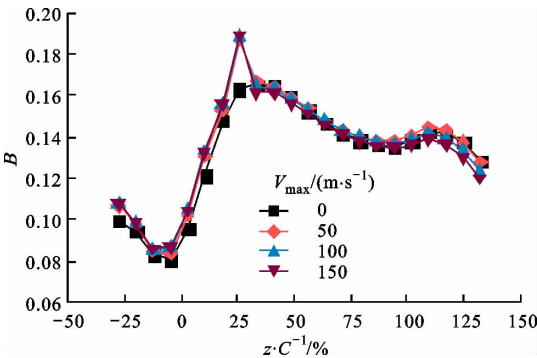
Fig. 11 Compressor channel blockage status excited by synthetic jets with different peak velocities

的阻塞程度越来越小,而且合成射流峰值速度越大,阻塞程度越小,说明压气机的稳定裕度越大。这也表明,合成射流提高压气机的稳定裕度主要来自它的吸气作用,而不是吹气作用。

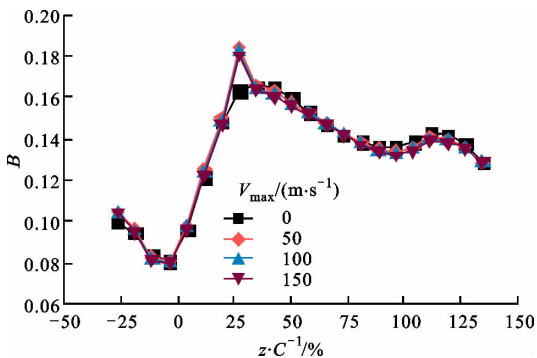
图 12 给出了不同射流峰值速度合成射流激励下损失源相对于原型压气机的变化。此时,原型和带不同射流峰值速度合成射流激励压气机的流量近似相等,原型压气机处于近失速工况。从图中可以看出,在合成射流的吹气阶段,压气机损失的增加主要来自激波损失、轮毂端壁损失和通道分离损失,而叶顶泄漏及分离损失则是减小的,说明合成射流吹



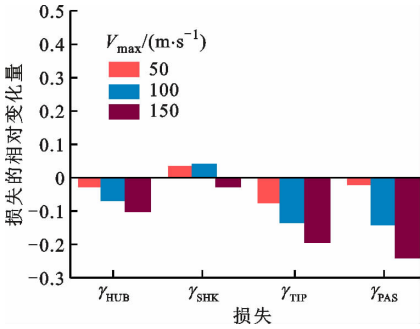
(a) $0T$



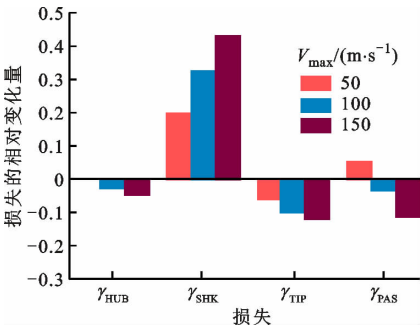
(b) $0.25T$



(c) $0.5T$



(a) $0T$



(b) $0.25T$

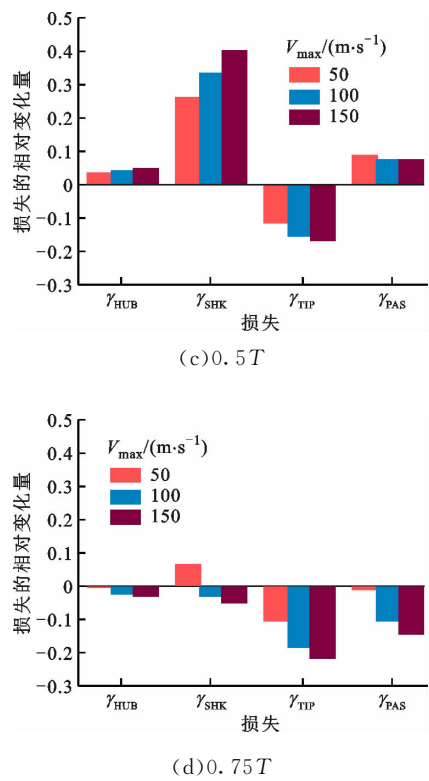


图 12 不同射流峰值速度合成射流激励下的压气机损失源变化

Fig. 12 Variations of compressor loss source excited by synthetic jet with different peak velocities

气作用主要削弱了叶顶泄漏流的流量,减小了吸力面的分离程度。在合成射流的吸气阶段,射流峰值速度为 50 m/s 和 100 m/s 时,激波损失增大,其他 3 种损失均减小,而射流峰值速度为 150 m/s 时,所有损失均减小,并且射流峰值速度越大,损失减小越多,因此压气机的等熵效率提升越多。

5 结 论

通过研究,本文主要得到如下结论:

(1)近失速工况下,原型压气机叶顶泄漏流通过激波后,在逆压梯度作用下不能顺畅地流出压气机通道,而是聚集在叶顶通道中形成了叶顶泄漏涡,且涡核随着反压增大而膨胀,导致叶顶大面积堵塞,同时吸力面附面层在逆压梯度作用下也发生严重分离。两个方面的共同影响是导致该跨声速压气机失速的主要原因。

(2)端壁合成射流的最佳位置是 25% C 的堵塞核心位置。在固定最佳激励位置和最大射流峰值速度的基础上,激励频率对压气机的流量裕度影响不大,但对总压比和效率具有很大影响,而且激励频率存在一个阈值,只有当激励频率大于该阈值时,压气

机才能获得总压比和等熵效率的全面提升。不同时刻的计算结果说明,不同频率合成射流激励时,吸气作用比吹气作用对提高压气机的性能更有效。

(3)在固定最佳激励位置和大于阈值的射流频率的基础上,射流峰值速度对压气机性能同样具有重要影响,但其影响效果不如激励频率。计算结果表明,只要射流频率大于阈值,即使射流峰值速度较小,也能提高压气机的流量裕度、总压比和等熵效率,但射流峰值速度越大,压气机的性能提升越多。

参考文献:

[1] CHEN H, KOLEY S, LI Y, et al. Systematic experimental evaluations aimed at optimizing the geometry of axial casing groove in a compressor [C]// Proceedings of the 2019 ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: GT2019-91050.

[2] LIU Xiwu, JIN Donghai, GUI Xingmin, et al. Effect of solidity on non-axisymmetric endwall contouring performance in compressor linear cascades [C]// Proceedings of the 2018 ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-76247.

[3] MA Shan, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. A combined application of micro-vortex generator and boundary layer suction in a high-load compressor cascade [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2019, 32 (5): 118-130.

[4] XU Hao, LIU Bao, CAI Le, et al. Influence of oscillating boundary layer suction on aerodynamic performance in highly-loaded compressor cascades [C]// Proceedings of the 2018 ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-75222.

[5] 陆华伟, 韩兴伟, 张永超, 等. 机匣周向槽抽吸影响跨声速压气机转子性能的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(6): 1191-1195.

LU Huawei, HAN Xingwei, ZHANG Yongchao, et al. Numerical simulation of transonic compressor rotor performance affected by the casing circumferential groove suction [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(6): 1191-1195.

[6] WANG Wei, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Experimental and numerical study of tip injection in a subsonic axial flow compressor [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2017, 30(3): 907-917.

[7] ZHANG Haideng, WU Yun, YU Xianjun, et al. Ex-

- perimental investigation on the plasma flow control of axial compressor rotating stall [C] // Proceedings of the 2019 ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: GT2019-90609.
- [8] SMITH B, GLEZER A. The formation and evolution of synthetic jets [J]. *Physics of Fluids*, 1998, 10(9): 2281-2297.
- [9] AMITAY M, GLEZER A. Role of actuation frequency in controlled flow reattachment over a stalled airfoil [J]. *AIAA Journal*, 2002, 40(2): 209-216.
- [10] MATEJKA M, POPELKA L, SAFARIK P, et al. Influence of active methods of flow control on compressor blade cascade flow [C] // Proceedings of the 2008 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. New York, USA: ASME, 2008: GT2008-51109.
- [11] DE GIORGI M, TRAFICANTE S, DE LUCA C, et al. Active flow control techniques on a stator compressor cascade: a comparison between synthetic jet and plasma actuators [C] // Proceedings of the 2012 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2012: GT2012-69535.
- [12] CULLEY D, BRIGHT M, PRAHST P, et al. Active flow separation control of a stator vane using embedded injection in a multistage compressor experiment [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2004, 126(1): 24234.
- [13] ZHENG Xinqian, HOU Anping, LI Qiushi, et al. Flow control of annular compressor cascade by synthetic jets [C] // Proceedings of the 2006 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. New York, USA: ASME, 2006: GT2006-90211.
- [14] QIN Yong, WANG Ruoyu, SONG Yanping, et al. Active flow control on a highly loaded compressor stator cascade with synthetic jets [C] // Proceedings of the 2016 ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: GT2016-56830.
- [15] QIN Yong, SONG Yanping, CHEN Fu, et al. Active flow control by means of endwall synthetic jets on a high-speed compressor stator cascade [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2018, 232(6): 641-659.
- [16] 刘艳明, 关朝斌, 孙拓, 等. 合成射流激励对压气机叶栅气动性能的影响 [J]. *工程热物理学报*, 2011, 32(5): 750-754.
- LIU Yanming, GUAN Chaobin, SUN Tuo, et al. The investigation of aerodynamic characteristics in compressor cascade with synthetic jet excitation [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2011, 32(5): 750-754.
- [17] BENINI E, BIOLLO R, PONZA R. Efficiency enhancement in transonic compressor rotor blades using synthetic jets: a numerical investigation [J]. *Applied Energy*, 2011(88): 953-962.
- [18] BIOLLO R, STAFFIERI E, BENINI E. On the use of synthetic jets in transonic compressors [C] // Proceedings of the 2012 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2012: GT2012-69476.
- [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: NASA TP-1337 [R]. Cleveland, OH, USA: NASA, 1978: 1-119.
- [20] VAN ZANTE D E, DE STRAZISAR A J, WOOD J R, et al. Recommendations for achieving accurate numerical simulation of tip clearance flows in transonic compressor rotors [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2000, 122(4): 733-742.
- [21] BAE J W, BREUER K S, TAN C S. Active control of tip clearance flow in axial compressors [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(2): 352-362.
- [22] LI Xiangjun, CHU Wuli, WU Yanhui. Numerical investigation of inlet boundary layer skew in axial-flow compressor cascade and the corresponding non-axisymmetric end wall profiling [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2014, 228(6): 638-656.
- [23] CHOI M, VAHDATI M, IMREGUN M. Effects of fan speed on rotating stall inception and recovery [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 133(4): 1396-1402.

(编辑 武红江)