文章编号:1000-8055(2021)01-0042-11 doi:10.13224/j.cnki.jasp.2021.01.006

管式减涡器入口局部压降和流阻特性

赵义祯[1]，魏 嵩[2]，毛军逵[2]，严佳玺[2]，田冉冉[2]
(1. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所，沈阳 110015；
2. 南京航空航天大学 能源与动力学院，南京 210016)

摘 要：使用CFD仿真分析的方法，研究了带有导流管式减涡器的盘腔内空气流动和损失特性，重点阐明了导流管的减阻机理，特别是不同结构下管口处的流动与局部损失特性，并提出了一个数学模型来预测导流管盘腔内的压力。研究表明：管口处的流动及损失特性与管口之前的流动状态密切相关，且管口处发生的静压损失不容忽视，约占具整个盘腔损失的11%；合适的导流管长度可以有效的改善管口处的损失，在当前研究工况下具有最佳导流管长度的结构可以降低约25%的管入口处局部压降，约10%的整体静压降；建立了可以精确计算盘腔内压力分布的数学模型，模型计算结果与CFD结果相比平均误差约为5.3%。

关 键 词：管式减涡器；管口局部压降；流阻特性；CFD仿真；理论建模
中图分类号：V233.5+4 **文献标志码**：A

Local pressure drop and flow resistance characteristic at entrance of tubed vortex reducer

ZHAO Yizhen[1], WEI Song[2], MAO Junkui[2], YAN Jiaxi[2], TIAN Ranran[2]
(1. Shenyang Engine Research Institute, Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China;
2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The flow structure and flow loss characteristic in a rotating cavity with tubed vortex reducer were studied numerically. The study focused on the mechanism of the tubed vortex reducer, especially the local loss characteristic at the tube entrance under different geometric parameters of the tube. Based on these studies, a mathematical model for predicting the pressure drop in a tubed cavity was established. It was found that the local loss characteristics at the tube entrance were related to the flow state before the entrance, and the incident angle can describe this flow state well. The static pressure loss at the tube entrance cannot be ignored, accounting for about 11% of the total static pressure drop in the rotating cavity. Furthermore, the tube with a moderate-length can restrict the rotation of the air and reduce the pressure drop in the rotating cavity more effectively. Under the research conditions, the tubed vortex reducer with the optimal tube length can reduce the local pressure

收稿日期:2020-04-23
基金项目:国家科技重大专项(1 2017-Ⅲ-0011-0037)
作者简介:赵义祯(1992－)，男，工程师，硕士，主要从事航空发动机内流与传热研究。
通信作者:毛军逵(1976－)，男，教授、博士生导师，博士，主要从事航空发动机内流与传热研究。E-mail:mjkpe@nuaa.edu.cn

引用格式:赵义祯，魏嵩，毛军逵，等. 管式减涡器入口局部压降和流阻特性[J]. 航空动力学报，2021，36(1)：42-52. ZHAO Yizhen, WEI Song, MAO Junkui, et al. Local pressure drop and flow resistance characteristic at entrance of tubed vortex reducer [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(1): 42-52.

drop at the tube entrance by about 25% and the overall static pressure drop in the cavity by about 10%. This also showed that, the mathematical model can provide accurate results of the static pressure distribution in the tubed vortex reducer. The average error was about 5.3% between the CFD results and the mathematical model results.

Key words: tubed vortex reducer; local pressure drop at the tube entrance; flow resistance characteristic; mathematical model

在现代航空发动机的空气系统中,冷却空气从高压压气机级间引出,并沿径向通过由上、下级压气机盘壁与鼓筒所围成的旋转盘腔内流。在这一过程中,冷却空气受旋转的影响在盘腔内形成强烈的涡流,产生显著的压力损失,导致冷却空气的品质下降,难以满足冷却及密封需求。特别是随着近年来航空发动机的迅速发展,发动机涡轮室进口前温度提升,进而对冷却空气品质的要求也越来越高[1-2]。为解决空气在旋转盘腔内流动能量损失大的问题,目前通常在旋转盘腔内添加各式减涡结构[3-9]来限制空气旋转并引导其径向内流,最终达到降低盘腔内压降提升冷却空气品质的目的。

在各式减涡器当中,管式减涡器是目前在航空发动机中应用最广泛的,已被应用于发动机V2500、PW4000、LEAP-1A/B 等多种型号之中。因此,安装了管式减涡器的旋转盘腔流动特性与损失特性也是国内外相关科研人员普遍关心的。Pfitzner 等[8]的研究表明管式减涡器可以通过径向引导空气内流进而有效的降低盘腔内的压降,提高二次空气系统的引气能力。Günther 等[10]分析了导流管盘腔内的热力学过程,并利用实验手段分析了导流管减涡器的减阻效果。Peitsch 等[11]通过数值模拟的方法研究了导流管轴向安装位置对盘腔内流动的影响,结果表明导流管轴向位置变化带来的影响十分轻微。Chen 等[12]实验研究了导流管长度与鼓筒孔形状对盘腔内压降的影响,研究发现存在最佳管长可是使管式减涡器的减阻效果达到最佳,并且长圆形鼓筒孔在减阻方面要由于圆形鼓筒孔。Liang 等[13]探索了长、短导流管组合的减涡结构的减阻效果,发现长、短导流管的组合结构在降低了总重量的情况下仍然可以有效的降低盘腔内压降。Luo 等[14]将管式减涡器与其他两种减涡结构的减组特性做了详细的对比,明确了不同减涡器的优、缺点。为了提高管式减涡器的减阻性能,Sibilli 等[15]与 Wei 等[16]分别研究了具有一定倾斜角度的导流管式减涡器与导流管和反选孔相结合的混合式减涡器的减阻特性,他们的研究表明有针对性的结构改进措施可以有效的提升导流管减涡器的引气效果。

在国内公开发表的文章中,吴丽军、赵秋月、蔡凡超等[17-19]都曾使用 CFD 的方法对管式减涡器的管长、管径以及鼓筒孔的孔型等结构参数的影响展开过研究,探索了各结构参数对减涡器整体减阻效果的影响规律。可见,当前国内外对导流管式减涡器整体的减阻效果以及各结构参数的影响规律都有了较多的研究,相关分析大多以盘腔内总压变化作为减阻效果的评判指标。

管式减涡器结构相对复杂,产生压力损失的主导因素也较多。导流管盘腔内部空腔区域、管内区域、以及管口处流动空间突变的区域均有不同的压力损失机理。单纯从整体效果层面出发,难以对各种影响因素进行更深入的研究。而且引气系统中冷却空气与机械部件均处于高速旋转状态,使用静止坐标系下的总压来描述空气在旋转部件内的流通能力并不十分妥当。因此有必要按照产生压降损失机理的不同,对管式减涡器盘腔内的静压变化特性进行更细致的研究,特别是应该关注管口处的流动特性与损失特性。

导流管出于高速旋转状态,在这种情况下气流在管入口处的流动特性往往较为复杂。田冉冉等[9]与 Wei 等[12,20]发现,安装了导流管的旋转盘腔内压力会在管口处有很大的突变,这导致了大流量工况下导流管式减涡器的减阻效果较差,甚至会出现压力损失增大的现象。而在田冉冉等的研究之前,这一现象往往被认为是由管内摩擦损失增大导致的。与旋转管口处流动较为相似的流动现象是发动机旋转孔。相关研究一直是空气系统中的研究热点[21-23],且这些研究已证明此类旋转条件下的局部损失问题是较为重要的,对空气系统的引气特性有很大的影响。可目前国内的相关研究均缺乏对导流管入口处局部静压损失的定量分析。

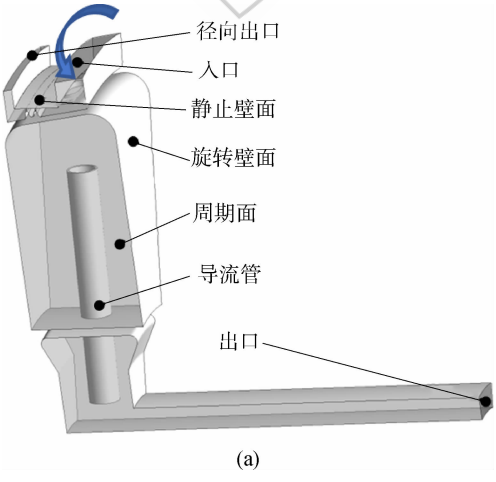
为了更深入的理解管式减涡器的减阻机理,

更好的支撑工程设计，本文利用 CFD 数值模拟的方法对不同结构下管式减涡器整体的损失特性以及管口处的静压损失特性展开了较为全面的分析。并进而利用相关研究成果建立了一个基于理论分析与数值模拟修正的数学模型，来预测管式减涡器旋转盘腔内的压力分布和损失特性。

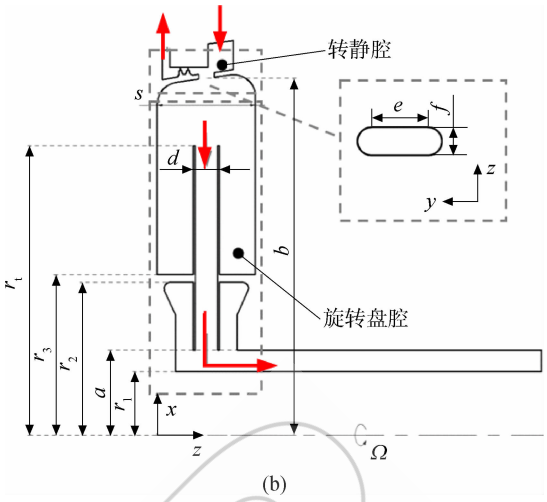
1 CFD 计算方法介绍

1.1 计算模型

如图 1 所示为本文所研究的导流管式减涡器旋转盘腔计算模型，该计算模型为由压气机两级旋转盘壁、鼓筒以及转轴所围成的旋转盘腔流体域。考虑到旋转盘腔的整个流体域具有周期性，本计算模型选取了角度为 18°的扇形周期单元开展计算，以降低计算量。在本计算模型中，空气从盘腔顶部的径向入口面流入，在图 1(b)中箭头示出，其中一部分空气通过篦齿结构与压气机静止部件壁面之间的缝隙然后从径向出口面流出；另一部分空气则通过位于鼓筒上的长圆形鼓筒孔进入共转盘腔，然后穿过导流管并离开盘腔进入轴向出流通道。本计算模型的主要结构参数包括盘腔最大半径 b、最低半径 a、盘腔宽度 s、导流管直径 d、导流管个数 n、导流管入口径向高度 r_t，以及盘腔的 3 个特定的结构参数 r_1、r_2、r_3 与表征长圆型鼓筒进气孔的两个结构参数 e、f(后 5 个参数并不在本文研究范围内，且从理论上来说并不会影响本文结果)，这些参数的具体指代可从图1(b)中查看。其中盘腔外半径 b 与盘腔宽度 s 被用作尺寸无量纲处理的基准，$b=217$ mm，$s=50.1$ mm，无量纲的尺寸数值已在表 1 中列出。



(a)



(b)

图 1 CFD 计算模型

Fig. 1 CFD computational domain

表 1 计算模型的无量纲尺寸

Table 1 Non-dimensional size of the computational domain

参数	无量纲尺寸
a/b	0.356
d/s	0.165～0.286
r_t/b	0.615～0.917
r_1/b	0.306
r_2/b	0.521
r_3/b	0.539
n	10～30
e/b	0.074
f/b	0.037

1.2 边界条件设置

研究中使用商业软件 ANSYS FLUENT 开展 CFD 计算。整个计算域设置为绕转轴旋转，并按不同计算工况给定转速；扇形计算域的侧面设置为周期面；壁面设置为无滑移绝热的相对静止壁面，以使得壁面与旋转计算域相对静止；流体设为理想气体，并使用 Sutherland 方程计算动态黏度，并按照初始入口边界条件给定空气的比热与导热率。在入口与两个出口面上均设置为压力边界条件(高半径位置的出口命名为压力出口 1，低半径位置的轴向出口命名为压力出口 2)。其中在入口面上还给予了气流 102.2 m/s 的初始切向速度来模拟压气机动叶给气流带来的预旋，图1(a)中用环状箭头示出。为确保有合适的流量通过旋转盘腔，在压力出口 2 上设置目标出口流量(target mass flow rates)。边界条件的具体设置数值见表 2 所示。

表 2　计算边界条件

Table 2　Boundary conditions

参数	入口	出口 1	出口 2
压力/Pa	2117050	1869470	
温度/K	780	780	780
流量/(kg/h)			900～7200
转速/(r/min)	955～21657	955～21657	955～21657

在本研究中,设置了 A、B 两组,共 22 个计算工况。A 组仅包含 1 个工况(算例 1),计算模型为不带有导流管减涡器的简单盘腔,用于对比。该简单盘腔模型尺寸与上文中所介绍的导流管盘腔一致,唯一区别在于盘腔内没有安装导流管。B 组由 21 个工况组成(算例 2～22),用于研究不同转速下导流管长度的影响。所有工况的变量均可在表 3 中找到,其中几何参数以无量纲的形式给出,用 Ω 表示转速,用 $\dot{m}$ 表示质量流量。

表 3　CFD 工况说明

Table 3　Introduction of CFD cases

算例	r_t/b	d/s	n	Ω/(r/min)	$\dot{m}$/(kg/h)
1				14438	4140
2～8	0.618, 0.664, 0.710, 0.756, 0.802, 0.848, 0.917	0.234	20	7219	4140
9～15	0.618, 0.664, 0.710, 0.756, 0.802, 0.848, 0.917	0.234	20	14438	4140
16～22	0.618, 0.664, 0.710, 0.756, 0.802, 0.848, 0.917	0.234	20	21657	4140

1.3　计算网格

本研究中使用 the integrated computer engineering and manufacturing code for computational fluid dynamics(ICEMCFD)生成的非结构网格开展计算,如图 2 所示。在壁面、篦齿及导流管入口处均进行网格加密。第 1 层网格尺寸在篦齿附近为 0.25 mm,而在壁面及管内壁处则为 1 mm,在管入口处附近为 0.5 mm,增长比率均为 1.2。在壁面处均使用棱柱网格来改善质量,且第 1 层高度为 0.1 mm,增长比率同样为 1.2。针对当前的计算工况,该网格设置方法可以使壁面处第 1 层网格中心的无量纲高度 y^+ 在 30 附近,以满足壁面函数的使用准则。

网格实验中,网格数从 885674 变为6432112。图 3 显示了网格数量对盘腔内部压力比的影响。结果表明:随着网格数的增加,盘腔内压比略微有所下降,当网格数大于 4125617 时,压力基本不再变化,平均波动小于 1%。因此,在后续的 CFD 计算中均使用了网格数为 4125617 的网格生成方法。

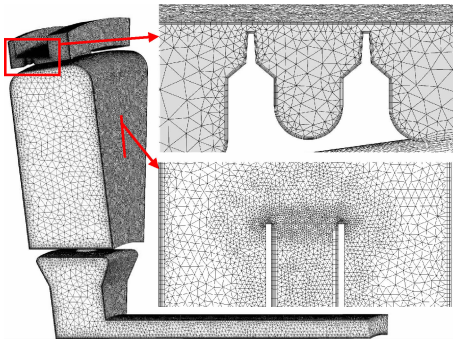


图 2　计算用网格示意

Fig. 2　Computational grids

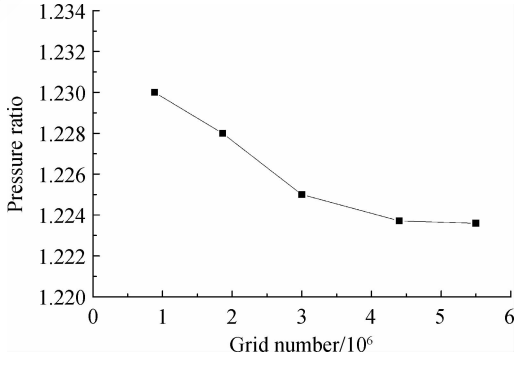


图 3　网格量的影响

Fig. 3　Influence of the grid number

1.4　计算方法准确性验证

为了验证上述 CFD 计算方法的准确性,本文首先仿照文献[24]中的旋转盘腔实验模型及工况开展验证算例的计算,验证算例的 CFD 计算方法与前文所述相同。图 4 展示了文献中实验数据与本文 CFD 计算结果的对比。图中横坐标代表旋转盘腔内沿径向的无量纲位置(r/b);纵坐标代表旋流数 β。旋流数 β 为气流绝对切向速度与盘腔当地线速度的比值,$\beta=V_\phi/\omega r$,其中,V_ϕ 表示空气

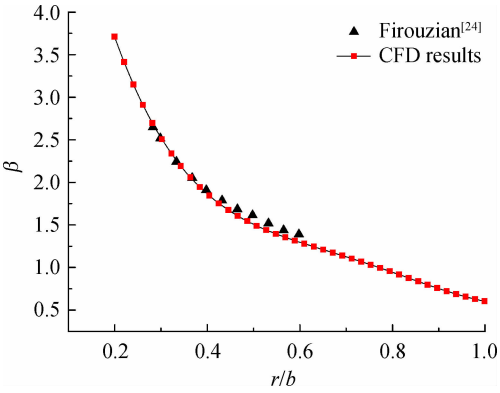


图 4 文献实验数据与仿真数据对比图[24]

Fig. 4 Comparison of experimental and CFD results[24]

绝对切向速度，ω 表示盘腔转速，r 表示当地径向位置。

当 β 小于 1 是意味着空气当地相对切向速度为负，反之则为正。CFD 计算结果与实验数据吻合的很好。平均误差为 3.4%，最大误差只有 6.4%。这证明了本文 CFD 计算方法的准确性。

2 结果和讨论

2.1 导流管减涡器作用机理及盘腔内压力分布

首先将带有导流管减涡器的旋转盘腔与简单盘腔的计算结果相对比，分析管式减涡器的作用机理。图 5 显示了 A 组简单盘腔算例 1 与 B 组导流管盘腔算例 13 的盘腔周向截面旋流数云图及流线图，该周向截面与旋转轴垂直并通过导流管中轴线，图中颜色深浅代表旋流数大小，为无量纲参数。在简单盘腔内，空气在半径较高的区域 1 中具有负切向的相对流动，该流动随着半径的降低向正切向偏转，在区域 2 中具有明显的正切向流动。在管式减涡器盘腔内，空气在区域 3（与区域 1 相对应的高半径区域）中的流动也为负切向的，但是受导流管黏滞拖曳效果的影响，并没有向正切向发生偏转。而进入导流管后，空气的相对切向运动受限制，与旋转盘之间没有相对切向流动，而是沿径向内流。对比简单盘腔与管式盘腔内的流线，可以容易的观察到导流管所起到的降低空气切向流动的作用。

从旋流数云图中可以定量地观察到空气相对切向速度的变化，以及导流管对降低气流切向速度的影响（盘腔入口处旋流数用 c 表示）。在简单盘腔 1 区，旋流数沿径向大致从 0.59 变化到 1.1；而在导流管盘腔内的 3 区，旋流数从 0.59 大致变为 0.95，对比可见导流管盘腔内空气的旋流数略低，但两者相差不大。在这两个结构内，空气旋流数沿径向的增大说明空气的相对切向速度在迅速提升。在简单盘腔低半径的区域 2 中，旋流数沿径向继续迅速增加，甚至在低半径处到达 3 附近，而在导流管盘腔的区域 4 中，旋流数基本恒定为 1。这说明空气在导流管盘腔管内的切向速度要远低于同半径位置简单盘内的切向速度，空气的切向速度得到了有效的抑制。

观察图 5 中所标记的区域 5，可以看到导流管入口处有明显的流动分离和回流涡形成。这是因为旋转盘腔的高速旋转导致导流管与管口空气之间往往具有较大的相对速度，而且空气由盘腔进入导流管时流通面积会突然减小，这最终导致

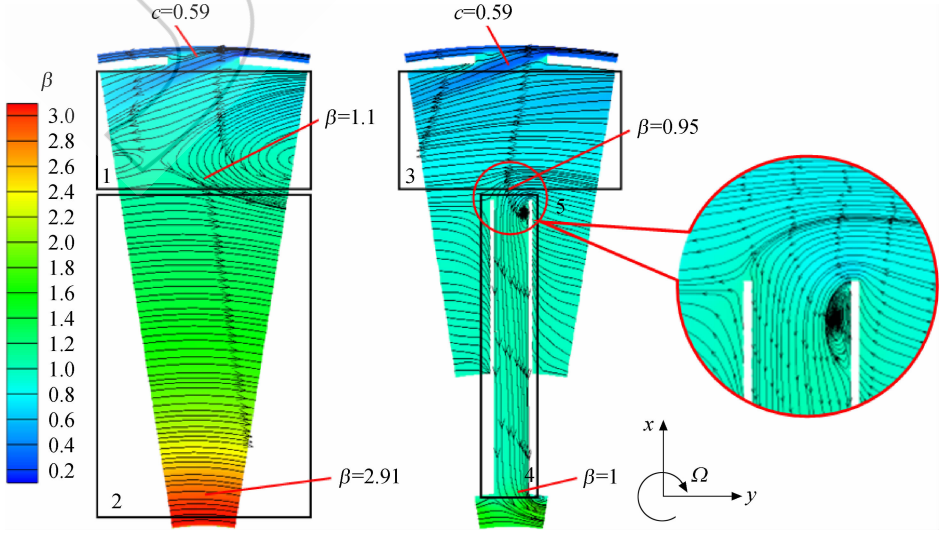


图 5 简单盘腔与导流管盘腔内流线与旋流数云图

Fig. 5 Streamlines and contour of swirl fractions in simple cavity and tubed vortex reducer

了导流管入口处流动分离与回流涡的产生。

图 6 所示为算例 1 与算例 13 的盘腔内静压沿径向分布图,图中使用 p_r 表示盘腔内各半径位置的当地静压。黑色棱形代表导流管式减涡器盘腔的 CFD 计算结果,空心方块代表简单盘腔的 CFD 计算结果,导流管入口所在的无量纲半径使用虚线标出。

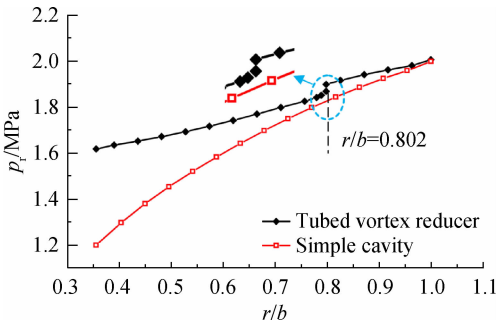


图 6　简单盘腔与导流管盘腔内静压分布

Fig. 6　Static pressure distribution in simple cavity and tubed vortex reducer

简单盘腔内静压下降趋势在全程段都较为明显,且随着半径的降低,静压变化梯度也随之增大。这是因为空气在简单盘腔内沿径向入流的过程中不受切向上的约束,在全程都具有很高的转速,特别是随着半径的降低,转速还会继续增大,因此其受到的离心力很大,压降十分明显。

导流管盘腔内的压降整体下降趋势则要相对平缓,从 CFD 计算结果来看,该工况下导流管盘腔内的整体压降只有简单盘腔的 49%。参考图 5,导流管盘腔内管之上的区域与简单盘腔内同半径区域相比,导流管盘腔内空气的旋流数略低,因此压降幅度也较小。特别是在导流管之内的区域,空气的切向速度与所受离心力得到了有效的限制,盘腔内压降与简单盘腔相比降低非常明显。

在图 6 中还可以看到导流管入口处有压力的突降(已用虚线圈出,局部放大),该工况下管口处压降大约占盘腔内总压降的 12.1%。这是因为受流通面积变化影响,空气在进入导流管时动压会突然增大,而静压则会相应降低;同时,在管口处发生的流动分离与回流涡加剧了能量的耗散,带来了局部能量损失。在不同的导流管结构下,管口处的流动状态与损失特性也是不同的。下文将重点讨论不同情况下的管口处流动特性以及压降变化特性。

2.2　导流管入口处流动及损失特性

管口处流动特性与管口所在的无量纲径向位置是密切相关的。图 7 所示为不同管长度下(算例 9、12、15)盘腔周向截面上的旋流数云图及流线图,该周向截面与旋转轴垂直并通过导流管轴线,图中颜色深浅代表旋流数大小,为无量纲参数。不同导流管管长所引起的盘腔内流场结构变化可以清晰的在该图中看到,而且盘腔最大外半径处的入口旋流数 c 以及管入口处的旋流数具体数值也已在图中标出。

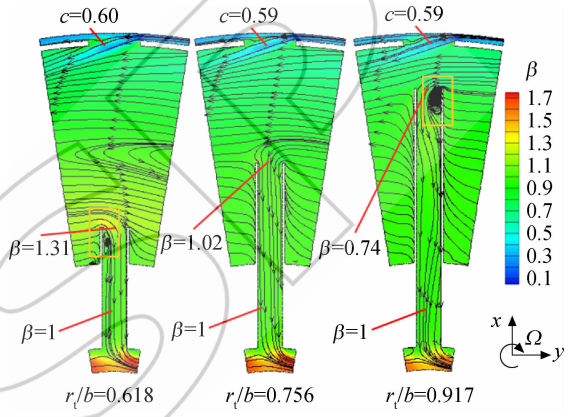


图 7　不同管长下盘腔内的流线及旋流数云图

Fig. 7　Streamlines and swirl fractions in the rotating cavity with different tube length

当导流管较短时($r_t/b=0.618$),盘腔内的相对切向速度将沿着径向由负切向转为正切向。而且切向速度的变化十分迅速,在空气刚进入盘腔时旋流数仅为 0.6,而在导流管入口处,旋流数已经增长到 1.31。这是因为空气在进入导流管之前的区域可以近似看成是自由涡的流动状态,角动量沿径向近似守恒,半径越低,空气的绝对切向速度越大。空气绝对切向速度 V_ϕ 与半径 r 的关系可以用式(1)表示

$$V_\phi = c\omega b^2 r^{-1} \tag{1}$$

这一现象使得空气在进入较短的导流管时与管口之间存在较大的正向相对切向速度,空气进入导流管困难,管口处有明显的回流涡与流动分离现象(框线标出)。当空气进入导流管后,受管壁限制其与盘腔之间不再有相对切向运动,旋流数恒定为 1,此时管内空气的绝对切向速度 V_ϕ 可以用式(2)表示

$$V_\phi = \omega r \tag{2}$$

管口处明显的流动分离与回流涡在导流管较长时($r_t/b=0.917$)也可以观察到。导流管较长

时导流管以上的区域被压缩的很小，空气自由涡形式的流动被限制，气流在管入口处的旋流数较低，在 0.74 左右。这意味着空气与管口之间存在着较大的负切向相对切向速度，空气进入导流管后也同样产生了明显的回流涡。

当导流管长度适中时（$r_t/b=0.756$），盘腔内导流管以上的区域大小合适，空气的相对流向没有发生明显的偏转，管入口处的空气旋流数近似为 1。这说明空气和管口之间的相对切向速度很小，空气可以较为顺畅的进入导流管，流动分离并不明显。综合比较 3 种不同长度的导流管可以发现，当导流管长度适中时，入口处于合适的径向位置，空气就可以较为顺畅的进入导流管，减少管口处的流动分离与回流涡的形成。

需要注意的是，虽然管长是影响管口处流动分离与回流涡的重要因素，但根本的影响是来自于空气进入导流管之前的流动状态，也就是空气与管口之间的相对流速。导流管长度、直径、数量以及盘腔转速、引气流量等因素都会影响管口处的流动。为了方便分析并进行工程应用，本文仿照 Idris 等[23]针对旋转孔的研究方法，使用入射角 i 来描述导流管入口处的流动状态，并使用速度系数 C_v 来表示管口处局部损失的大小，量化管口处流动分离与回流涡的影响。入射角 i 与速度系数 C_v 分别用式(3)与式(4)来定义

$$i = \arctan(V_{t1}/V_{t2}) \tag{3}$$

$$C_v = \frac{V_{t2}}{V_{t2,id}} \tag{4}$$

其中 V_{t1} 表示在导流管入口前的空气相对切向速度，该速度可以利用式(1)当地旋转速度的差值来估算；V_{t2} 表示进入导流管后空气的真实径向速度，可以利用总引气体积流量与导流管总流通面积的比值来估算；$V_{t2,id}$ 表示在忽略了管口处因流动分离而产生的局部能量损失的情况下，导流管内空气所具有的理想径向速度，该速度可以利用理想绝热假设情况下空气由大空间进入小空间时动压、静压之间的转换关系来估算。

图 8 所示为算例 9～15 中管入口处局部流动示意图，各工况下的入射角与速度系数的具体数值已在图中标出。从图中可以看到管口处流动状态与局部损失（速度系数）随入射角的变化关系。入射角的绝对值越大时，管口处流动的流动分离与回流涡就越明显（使用框线标出），相应的速度系数就会越低，这意味着局部损失越大。在图示研究工况下，最大的入射角出现在管长最长的情况下，此时入射角 $i=-49.1°$，而速度系数仅为 0.541，在该工况下管口处的回流涡也是最明显的。

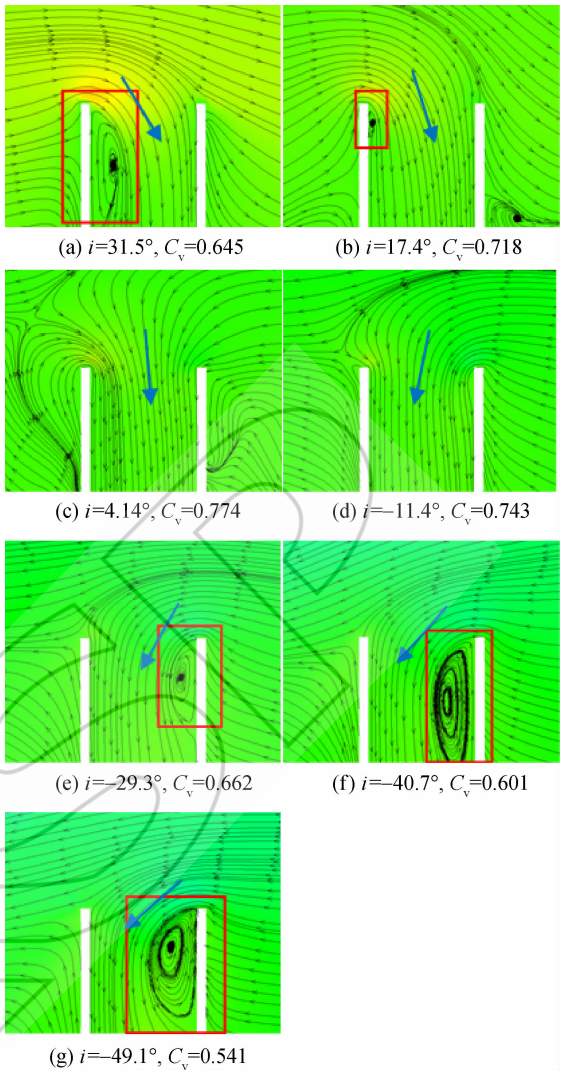


图 8 不同管长下导流管入口处流线

Fig. 8 Streamlines at the tube entrance with different tube lengths

为方便工程应用，入射角与速度系数之间的具体关系可以在基于数值模拟或实验的基础上进行拟合获得。本课题组在进行了大量的 CFD 数值模拟之后，提取了改变管长、管径、管数量、转速以及引气流量这 5 个研究参数下的管口入射角与速度系数计算结果，最终拟合得到了 i 与 C_v 之间初步的经验关系式

$$C_v = -0.000119i^2 - 0.00021i + 0.774 \tag{5}$$

该经验关系式将管口处流动状态与管口局部损失定量的联系起来，可以利用其来进一步构建导流管盘腔内的压降预测模型。

2.3　导流管盘腔压降预测模型与压力损失特性

式(1)与式(2)描述了导流管盘腔内径向沿程的切向速度,利用这两个公式可以进一步推算出盘腔内气流因离心力而产生的压降。式(5)则可以用于推算在管口处因局部能量损失而产生的压降。再结合管内存在的沿程摩擦损失,最终,盘腔内的压降计算模型可以表示为

$$\Pi = \frac{p_{in}}{p_{out}} = \Pi_\omega \cdot \Pi_t \cdot \Pi_f \tag{6}$$

这里 Π 表示发生在导流管盘腔内的总静压压降,用入口静压 p_{in} 比上出口静压 p_{out} 来表示。该式中 Π_ω 为导流管盘腔内因离心力而产生的压比部分

$$\Pi_\omega = \left\{1 - \frac{\frac{1}{2}\omega^2\left[c^2b^2(b^2r_t^{-2}-1)+(b^2-a^2)\right]}{R_gT_b}\cdot\frac{\kappa-1}{\kappa}\right\}^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \tag{7}$$

然后 Π_t 为在导流管入口处产生的压比部分

$$\Pi_t = \left\{1 - \frac{(\kappa-1)\left[\left(\frac{V_{t2}}{C_v}\right)-\omega r_t^2(cb^2r_t^{-2}-1)^2\right]}{2\kappa R_gT_b\left\{1-\frac{\frac{1}{2}\omega^2\left[c^2b^2(b^2r_t^{-2}-1)\right]}{R_gT_b}\cdot\frac{\kappa-1}{\kappa}\right\}^{\frac{\kappa^2}{(\kappa-1)^2}}}\right\}^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \tag{8}$$

最后 Π_f 为导流管内部因摩擦力而产生的压比部分

$$\Pi_f = \left(\frac{p_{t2}}{p_a}\right)_f = \frac{2dR_gT_b}{2dR_gT_b-\lambda(r_t-a)V_{t2}^2} \tag{9}$$

在式(6)~式(9)中,b、a 分别表示旋转盘腔最大外半径与内半径,而下标 b、a 分别表示在半径为 b、a 处的空气状态参数,p、T 分别表示静压与静温,ω 为盘腔角速度,c 为盘腔空气的入口处旋流数,R_g 表示气体常数,κ 为气体等熵指数,下标 t1,t2 分别代表空气在导流管进口前与进口后的两个理想位置处的状态参数,d 表示导流管内径,λ 为导流管摩擦损失系数,具体取值可以针对不同的管壁粗糙度及管内流动状态通过查询 Moody 图[25]来获得。公式中出现的速度系数 C_v 需要按照之前拟合的经验公式(5)来推算,而其中的入射角 i 具体表达为

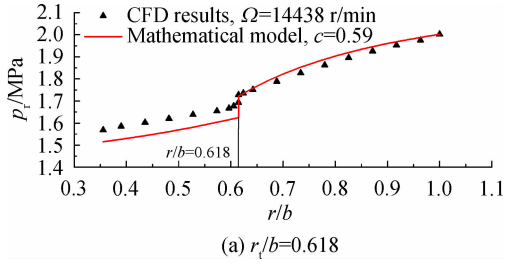
$$i = \arctan\left[\frac{(cb^2r_t^{-2}-1)\omega r_t n\pi d^2 p_{t1}}{4\dot{m}}\right] \tag{10}$$

这里 $\dot{m}$ 为引气质量流量(与表 3 中相同),n 为导流管数量。

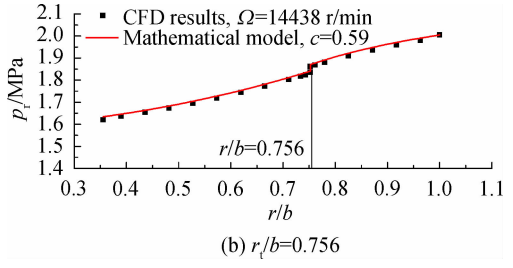
式(5)~式(10)构建了完整的导流管盘腔内压降预测数学模型。利用该模型,在已知导流管式旋转盘腔的几何尺寸(a、b、r_t、d、n)、入口处初始边界条件(T_b、p_b、c)以及气动工况(m、ω)的情况下,即可求得旋转盘腔内的压力分布与进出口压比 Π。

图 9 所示为 14438 r/min 转速下具有最短管($r_t/b=0.618$)、长度适中的导流管($r_t/b=0.756$)以及最长管($r_t/b=0.917$)的盘腔内静压沿径向分布图。图中黑色标识为 CFD 计算结果,曲线为数学模型计算结果。可以看到,在所有工况下,盘腔内的静压均随着半径的降低而逐渐减小,并且在管入口处会有静压的突降。平稳的静压下降段主要由离心力所造成。在导流管之上的区域由于可以认为是自由涡的流动,盘腔内空气切向速度沿径向变化迅速,所以压降的下降速度也呈现出逐渐加快的趋势,这一点可以从图 9(a)中更清楚的看到。而在管内的区域,空气切向流速被导流管的刚性旋转所限制住,因此在管内的静压下降则要更平稳一些,这一点可以在图 9(c)中看到。

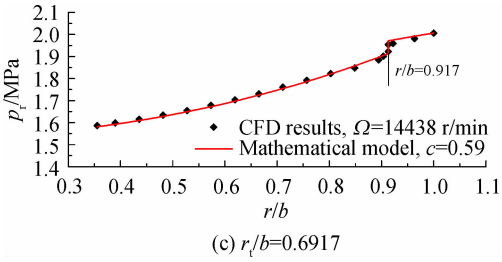
管口处的局部静压压降大小在不同的管长下是不同的。在图 9(a)所示的最短导流管工况下,管入口处的局部压降较为明显,约占总压降的 11.8%。在图 9(c)所示的最长导流管工况下,管口处局部压降也较大,约占总压降的 12.5%。而在图 9(b)所示的具有适中长度的导流管工况下,管入口处的局部压降有了很大的改善,管入口处



(a) $r_t/b=0.618$



(b) $r_t/b=0.756$



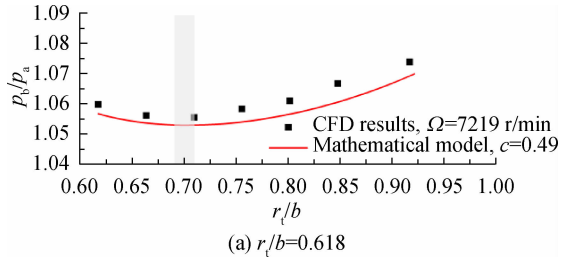
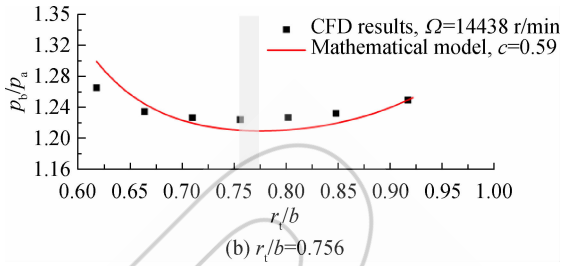


图 9 三种管长下盘腔内静压沿径向的分布

Fig. 9 Static pressure distribution along the radial directions under three different tube lengths



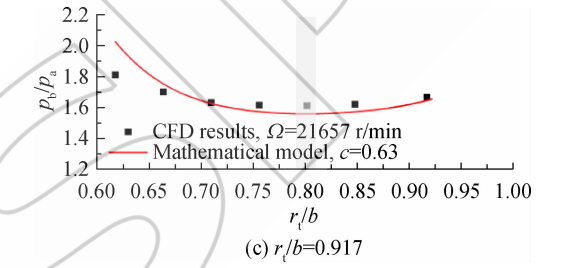


图 10 不同转速下管长对盘腔内压降的影响

Fig. 10 Influence of the tube length on the pressure drop under different rotating speed conditions

局部压降约占总压降的 8.9%。这是因为管口处的局部静压压降大小与局部能量损失密切相关，能量损失越大，局部静压就越大。较短管或较长管的入口处气流入射角大，空气进入导流管困难，局部能量损失大，因此压降也明显。而长度适中的导流管入口处气流入射角比较小，空气可以顺畅的进入导流管，静压损失就相对较小。与长度较大或较低的导流管结构相比，合适的导流管长度可以降低约 25%的管入口处局部压降，约 10%的盘腔整体静压降。

本文所提到的数学模型对导流管盘腔内压力沿径向分布的计算结果与 CFD 结果吻合的很好，在图 9(b)与图 9(c)所示出的工况下，数学模型结果与 CFD 结果相比误差分别仅为 3.7%与 1.1%。在图 9(a)所示出的较短管工况下，误差相对要大一些，为 9.7%。该误差主要发生在对短管入口处压降的预测上，因为本数学模型对管前盘腔内的流动采用了自由涡的假设，并没有考虑管子的阻滞作用，因此对低半径下的管前切向速度预测偏高，这进而导致了对管入口处局部损失的较高预测，这一点将在今后的工作中考虑进行修正。但总体来说，该数学模型准确的把握住了盘腔内压降的产生机理，给出了可信的预测结果。

图 10 所示为 B 组共 21 个 CFD 算例的压降计算结果，以及对应工况下的数学模型计算结果。以进一步验证在不同的转速以及不同导流管长度下本文数学模型的精度。

首先从整体上可以看到，该数学模型对所有转速下的工况均有较好的预测精度。在 7 219 r/min转速下数学模型预测结果与 CFD 计算结果相比的平均误差为 5.2%；在 14 438 r/min 转速下的平均误差为 4.5%；在 21 657 r/min 转速下的平均误差为 6.2%。

其次，还可以看到具有合适管长的导流管盘腔结构可以更有效地降低盘腔内的压力损失，而且不同转速下的最优管长是不一样的。以具有发动机典型转速的工况(Ω=14 438 r/min)为例，最优管与最短、最长导流管相比，压力损失分别降低了 11.5%与 8.3%。转速越高，最佳管长越长。结合前文的分析可知，最佳导流管入口应为于旋流数为 1 的半径位置。按照本文数学模型中的假设，导流管以上的区域可以近似看成是自由涡流动状态，那么旋流数为 1 的半径位置则由盘腔入口处初始边界条件——入口处旋流数 c 来决定，其无量纲半径 r_x/b 与入口处旋流数 c 满足以下关系：

$$r_x/b=\sqrt{c} \tag{11}$$

这里用 r_x 表示旋流数为 1 的径向位置坐标。转速越高，盘腔入口处鼓筒孔的带动作用越强，入口处旋流数越大，因此所需的导流管最佳管长就越长。在本文所涉及的 3 个不同转速下(7 219、14 438、21 657 r/min)，盘腔入口处旋流数分别为 0.49、0.59 与 0.63，所对应最优管入口的无量纲径向位置分别为 0.7、0.77、0.79。这 3 个位置所在的大致区域已在图中用浅色条带标出，并与

CFD 计算所得的最优结果十分接近。

3　结　论

本文使用 CFD 数值模拟对导流管式减涡器的减阻机理进行了详细的研究,重点探讨了旋转条件下管口处的静压损失特性。主要的研究结论可以总结如下:

1) 导流管式减涡器通过限制空气旋转速度降低其受到的离心力影响,进而降低盘腔内压力损失。

2) 当管前流动状态不同时,管入口处的流动特性也不同。管口处明显的流动分离与回流涡往往出现在气流与管口之间存在较大相对切向速度的情况下。

3) 管口处的静压损失不容忽视。在当前的研究工况下,管口处静压损失约占盘腔总损失的 8.9%～12.5%。

4) 当导流管长度适中时可以最有效的降低盘腔内的静压降。在本文的研究工况下,与较长和较短的导流管结构相比,具有合适导流管长度的结构可以降低约 25%的管入口处局部压降,约 10%的盘腔整体静压降。具有最优长度导流管的入口处旋转半径应为于旋流数为 1 的径向位置,而该位置由入口处旋流数 c 决定,$r_x/b=\sqrt{c}$。

5) 本文所介绍的数学模型十分精确的把握到了各结构参数的影响机理,模型计算结果与 CFD 计算结果相比差异很小,各工况下的平均误差约为 5.3%。在合适的情况下,可以合理使用数学模型代替 CFD 计算来减少研究成本,提高工程设计效率。

参考文献:

[1] 倪萌,朱惠人,仇云,等. 航空发动机涡轮叶片冷却技术综述[J]. 燃气轮机技术,2005,1(4):25-34.
NI Meng, ZHU Huiren, QIU Yun, et al. Review of aero turbine blade cooling technologies[J]. Gas Turbine Technology, 2005, 1(4): 25-34. (in Chinese)

[2] 单文娟. 发动机内/外部引气结构流动特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2014.
SHAN Wenjuan. Research on flow characteristics of the typical internal and external bleed air structures in secondary air system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)

[3] FARTHINGP R, CHEW J W, OWEN J M. The use of deswirl nozzles to reduce the pressure drop in a rotating cavity with a radial inflow[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 106-114.

[4] FARTHINGP R, OWEN J M. De-swirled radial inflow in a rotating cavity[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1991, 12(1): 63-70.

[5] CHEWJ W, FARTHING P R, OWEN J M. The use of fins to reduce the pressure drop in a rotating cavity with a radial inflow[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 349-356.

[6] DU Xiaoqing, ZHU huiren, ZHANG Zongwei. Numerical study on varied vortex reducer configurations for the flow path optimization in compressor cavities[R]. ASME Paper 2011-GT-45975, 2011.

[7] 王远东,金峰,王志雄. 导流板式减涡器对共转盘腔流动特性影响的实验研究[J]. 重庆理工大学学报,2016,30(12):55-62.
WANG Yuandong, JIN Feng, WANG Zhixiong. Experimental research on the gas flow characteristics of the co-rotational disc cavity with bafflers[J]. Journal of Chongqing University of Technology, 2016, 30(12): 55-62. (in Chinese)

[8] PFITZNER M, WASCHKA W. Development of an aero engine secondary air system employing vortex reducers [R]. Harogate, UK: the 22nd ICAS Congress, 2000.

[9] 田冉冉,毛军逵,范俊,等. 反旋进气混合式减涡结构流动特性数值计算[J]. 航空动力学报,2019,34(8):1677-1687.
TIAN Ranran, MAO Junkui, FAN Jun, et al. Numerical calculation of flow characteristics of hybrid vortex reduce structure combing de-swirl inlet[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1677-1687. (in Chinese)

[10] GÜNTHER A, UFFRECHT W, KAISER E, et al. Experimental analysis of varied vortex reducer configurations for the internal air system of jet engine gas turbines[R]. ASME Paper 2008-GT-50738, 2008.

[11] PEITSCH D, STEIN M, HEIN S, et al. Numerical investigation of vortex reducer flows in the high pressure compressor of modern aeroengines[R]. ASME Paper 2002-GT-30674, 2002.

[12] CHEN Xiao, FENG Ye, WU Lijun. The experimental investigations of centripetal air bleed with tubed vortex reducer for secondary air system in gas turbine[R]. ASME Paper GT2014-26959, 2014.

[13] LIANG Zhirong, LUO Xiang, FENG Ye, et al. Experimental investigation of pressure losses in a co-rotating cavity with radial inflow employing tubed vortex reducers with varied nozzles[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2015, 66: 304-315.

[14] LUO Xiang, FENG An, QUAN Yongkai, et al. Experimental analysis of varied vortex reducers in reducing the pressure drop in a rotating cavity with radial inflow[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, 77: 159-166.

[15] SIBILLI T, CHO G, KHOLI F, et al. Numerical analysis of industrial gas turbine secondary air systems employing vortex reducers[R]. ASME Paper 2018-GT-76313, 2018.

[16] WEI Song, MAO Junkui, YAN Jiaxi, et al. Experimental

study on a hybrid vortex reducer system in reducing the pressure drop in a rotating cavity with radial inflow[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2020, 110: 109942.1-109942.12.

[17] 吴丽军,陈潇,邓双国,等.减涡器流阻特性计算分析[J].燃气轮机技术,2014,27(3):37-43.
WU Lijun,CHEN Xiao,DENG Shuangguo,et al. Calculation and analysis of flow resistance characteristics[J]. Gas Turbine Technology,2014,27(3):37-43. (in Chinese)

[18] 赵秋月,娄德仓,郭文,等.旋转盘腔去旋系统数值模拟[J].燃气涡轮试验与研究,2014,27(5):43-48.
ZHAO Qiuyue,LOU Decang,GUO Wen,et al. Numerical simulation of rotating disk cavity derotation system[J]. Turbine Experiment and Research,2014,27(5):43-48. (in Chinese)

[19] 蔡凡超,罗翔,孙平平,等.管式减涡器压力损失特性数值研究[J].燃气涡轮试验与研究,2019,32(2):49-55.
CAI Fanchao,LUO Xiang,SUN Pingping,et al. Numerical study of pressure drop in tubular vortex reducer[J]. Turbine Experiment and Research, 2019, 32(2): 49-55. (in Chinese)

[20] WEI Song,YAN Jiaxi,MAO Junkui,et al. A mathematical model for predicting the pressure drop in a rotating cavity with a tubed vortex reducer[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics,2019,13(1):664-682.

[21] WITTIG S,KIM S,JAKOBY R,et al. Experimental and numerical study of orifice discharge coefficients in high-speed rotating disks[J]. Journal of Turbomachinery,1996,118(2):400-407.

[22] DITTMANN M,GEIS T,SCHRAMM V,et al. Discharge coefficients of a pre-swirl system in secondary air systems[J]. Journal of Turbomachinery,2002,124(1):119-124.

[23] IDRIS A,PULLEN K R,READ R. The influence of incidence angle on the discharge coefficient for rotating radial orifices[R]. ASME Paper 2004-GT-53237,2004.

[24] FIROUZIAN M,OWEN J M,PINCOMBE J R,et al. Flow and heat transfer in a rotating cylindrical cavity with a radial inflow of fluid: Part 2 velocity, pressure and heat transfer measurements[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,1986,7(1):21-27.

[25] MOODY L F. Friction factors for pipe flow[J]. Transactions of the ASME,1944,66(8):671-684.

(编辑:张 雪)