

导管长度对管式减涡器流阻与温降特性影响

夏子龙, 王锁芳, 侯晓亭

(南京航空航天大学 能源与动力学院

航空发动机热环境与热结构工业和信息化部重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 采用数值模拟与模型试验研究相结合的方法对管式减涡器开展研究, 分析了导管长度对管式减涡器各截面间压力损失系数、温降系数及其权重的影响。通过模型试验验证了数值模拟方法的可靠性。研究表明: 增大导管长度可以显著降低管式减涡器压力损失的同时提高其温降。共转盘腔和导管是管式减涡器流阻与温降特性的主要影响因素, 两者权重此消彼长。增大导管长度时, 通过牺牲导管内压力损失和降低共转盘腔内压力损失以降低管式减涡器压力损失。快速增大的导管内温降是管式减涡器温降系数提高的主要原因。与光滑共转盘腔模型相比, 当导管长度 $L/b=0.786$ 时, 管式减涡器压力损失系数降低了 83.70%, 温降系数提高了 45.02%。

关 键 词: 管式减涡器; 导管长度; 共转盘腔; 压力损失; 温降系数; 旋流比; 气流角

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Influence of tube length on flow resistance and temperature reduction characteristics of tubed vortex reducer

XIA Zilong, WANG Suofang, HOU Xiaoting

(Aero-engine Thermal Environment and Structure Key Laboratory of Ministry of Industry and Information Technology, College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Numerical simulation and model experiment method were combined to re-search the tubed vortex reducer, and the influences of the tube length on the pressure loss coefficient, temperature reduction coefficient and their weights between each section were analyzed. Model experiment results verified the reliability of numerical simulation method. The results showed that increasing the tube length can reduce the pressure loss obviously and increase the temperature reduction of the tubed vortex reducer at the same time. Co-rotating cavity and the tube are the key factors influencial factors to the flow resistance and temperature reduction characteristics of the tubed vortex reducer, with the shift of the weight. When the tube length increased, the pressure loss in tubed vortex reducer was reduced by sacrificing the pressure loss in the tube and reducing the pressure loss in the co-rotating cavity. The rapid increase of the temperature reduction in the tube contributed a lot of to the increase of the temperature reduction coefficient of the tubed vortex reducer. The pressure loss coefficient of the tubed vortex reducer decreased by 83.70% and the temperature reduction

收稿日期: 2019-09-20
基金项目: 国家科技重大专项(2017-III-0011-0037)
作者简介: 夏子龙(1988—), 男, 博士生, 主要从事航空发动机流动与冷却研究。E-mail: xiaz061614@163.com

引用格式: 夏子龙, 王锁芳, 侯晓亭. 导管长度对管式减涡器流阻与温降特性影响[J]. 航空动力学报, 2020, 35(1): 88-96. XIA Zilong, WANG Suofang, HOU Xiaoting. Influence of tube length on flow resistance and temperature reduction characteristics of tubed vortex reducer[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(1): 88-96.

coefficient increased by 45.02% compared with the smooth co-rotating cavity model when the tube length L/b was 0.786.

Key words: tubed vortex reducer; tube length; co-rotating cavity; pressure loss; temperature reduction coefficient; swirl ratio; flow angle

内部空气系统为热端部件冷却,转静腔封严,轴向力平衡提供冷却空气。大部分冷却空气从压气机级间平台引出,在压气机引气系统共转盘腔内径向入流过程中,由于角动量守恒,盘腔内气流旋流比快速增大,形成很强的旋涡,产生很大的压力损失。为降低气流径向入流过程中的压力损失,相关学者提出了管式减涡器概念。管式减涡器是指周向均布于压气机引气系统共转盘腔内的一组导管,从冷却空气在导管内完成从高半径到低半径的输运,气流在导管内流动时,受到导管壁面约束,相对切向速度几乎可以忽略,抑制了阻碍气流径向入流的哥氏力,从而降低压力损失。

针对共转盘腔,国内外学者开展了大量理论分析、数值模拟和试验研究。Hide^[1]建立了四分区的源汇流基本模型。在此基础上,Chew 等^[2]采用动量积分方法,建立了径向入流共转盘腔边界层内体积流量、滞止点位置和源区大小表达式。Firouzian 等^[3-4]对径向入流的共转盘腔开展了试验研究,获得了共转盘腔内的相对切向速度分布特性和压力损失变化特性。Chew 等^[5]对进气旋流比为 1 的径向入流共转盘腔问题进行了理论分析,认为径向入流旋转盘腔压力损失系数只与半径比、进口压力和湍流参数有关。Brillert 等^[6]对旋转通道的进出口压力损失进行了分析建模工作,考虑了进出口几何结构、管道摩擦损失和流动偏折的影响,在文献[7]中指出了切向速度分量预估对于预测压力梯度重要性。在数值计算方面,大量学者的研究^[8-10]表明不同涡黏性模型在共转盘腔结构下的计算结果均比较合理,而雷诺应力模型与测量值吻合最好。

虽然管式减涡器结构出现较晚,但其流动特性稳定,已被广泛运用于发动机结构设计中。Peitsch 等^[11]利用 Fluent 软件分析研究了导管直径与流量之间的对应关系。Pfitzner 等^[12]采用 Fluent/RAMPANT 商业软件对管式减涡器进行了数值研究,而 Negulescu 等^[13]通过数值模拟分析了沿程旋流比分布曲线,计算结果与试验数据吻合较好,但计算收敛较慢。Günther 等^[14]建立了气体动力学混合区域模型,对不同类型的管式减涡器进行了试验对比分析,发现不同结构的压

力损失特性无明显区别。杨守辉^[15]研究了导管主要结构参数对简单矩形共转盘腔压力损失的影响,指出采用管式减涡器可以显著降低盘腔内压力损失。单文娟^[16]采用 SST(shear stress transport) $k-\omega$ 湍流模型研究了导管出口形状对共转盘腔压力损失的影响,并给出了流阻系数的经验拟合关系式。吴丽军、赵秋月等^[17-18]基于 CFX 软件三维数值模拟和 Flownet 一维计算结果指出在给定的进出口条件下存在最佳管长。Luo 等^[19]对管式减涡器开展了大量的试验研究,建立了临界曲线作为管式减涡器结构的选择依据,并分析了盘腔内压力损失系数随湍流参数变化规律。Chen 等^[20]分析了不同导管长度下,进出口总压损失随转速变化规律。Liang 等^[21]引入 Ro 和相对压力损失水平来衡量压力损失。Sibilli 等^[22]将管式减涡器结构引入工业燃气涡轮二次空气系统中,评估了不同管式减涡器在低流量和高流量条件下的减阻效果。Luo 等^[23]对管式减涡器进行了三维弹性有限元分析,获得了管式减涡器的应力和应变数据,并建立了管式减涡器寿命预测模型。

目前针对管式减涡器的研究集中于管式减涡器进出口之间的压力损失分析,而对管式减涡器内部沿程压力损失分布及权重少有涉及,此外,针对管式减涡器温降特性的研究不够深入。本文通过对管式减涡器的数值模拟和试验研究,分析了管式减涡器各截面间压力损失及其权重随导管长度变化规律,并与光滑共转盘腔模型进行对比。建立了导管内温降特性预估模型,分析了管式减涡器各截面间温降特性随导管长度变化规律,为管式减涡器结构设计提供技术指导和理论依据。

1 数值计算模型与计算方法

1.1 计算模型与网格划分

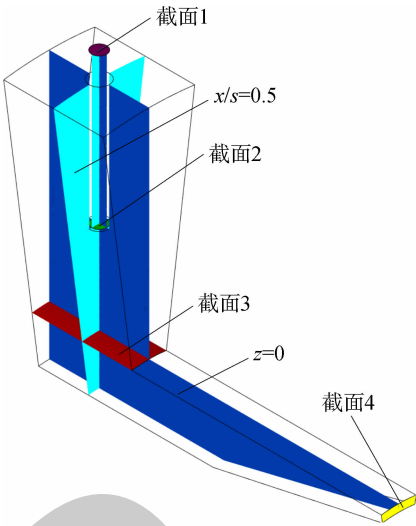
建立计算模型如图 1(a)所示,冷却空气在导管内径向流动,流出导管后进入下游共转盘腔,在共转盘腔内继续径向入流后转入轴间通道轴向流动,最后从 3 mm 狭缝流出。图中所有轮盘均为旋转件,绕旋转轴线同向旋转,组成共转盘腔流体域。共转盘腔外半径 $b=140$ mm,计算域内半径

$a/b = 0.236$, 共转盘腔出口径向位置 $r_3/b = 0.379$, 盘间距 $s/b = 0.286$ 。计算域轴向总长度 $L_2/b = 1.0$, 为防止计算过程中出现回流而影响计算收敛性和结果可靠性, 轴向通道有一定的收缩, 收缩位置为 $L_1/L_2 = 0.5$ 。导管进口径向位置 $r_1/b = 1.071$, 内径为 d , 长度为 L , 24 根导管沿圆周方向均匀布置, 导管轴线沿径向。考虑到计算模型结构的周期性和计算效率及经济性, 选取整个环形模型的 $1/24$ 建立三维扇形计算域, 每个计算域中包含一根导管。为方便下文数据分析, 截面 1 为导管进口截面($r_1/b = 1.071$), 截面 2 为导管出口截面($r_2/b = 1.071 - L/b$), 共转盘腔出口截面定义为截面 3($r_3/b = 0.379$), 计算域出口截面定义为截面 4。为对共转盘腔内速度特性进行分析, 定义 $z=0$ 截面为共转盘腔子午面, $x/s=0.5$ 为共转盘腔中心截面, $z=0$ 和 $x/s=0.5$ 截面交线为管式减涡器中线, 各截面位置如图 1(b)所示。

采用四面体单元类型进行非结构化网格划分。在壁面附近划分边界层网格, 导管进出口及管式减涡器出口等尺寸较小区域网格加密处理。经网格无关性验证, 确定网格尺寸为: 最小网格尺寸为 0.1 mm , 最大面网格尺寸为 1.3 mm , 网格膨胀率为 1.10 。壁面附近边界层设置为第一层网格距离壁面 0.1 mm , 以 1.1 的增长率布置 10 层网格。经计算, 转盘壁面 y^+ 范围在 $11\sim62$ 之间, 满足湍流模型对壁面网格尺寸要求。

1.2 数值计算方法与边界条件

采用 CFX 软件开展三维模型稳态数值模拟。流体域设置为旋转域, 设置旋转轴为 x 轴, 给定旋转角速度, 流体设置为真实可压缩空气, 气体密



(b) 各截面位置

图 1 计算模型及截面示意图

Fig. 1 Computational model and location of sections

度通过理想气体状态方程计算。换热模拟采用 total energy 模式, 湍流模型选择重整化群 RNG (re-normalization group) $k-\epsilon$ 湍流模型, scalable 壁面函数。对流项和湍流模拟均采用高阶求解模式, 计算时监控进出口质量流量不平衡度及进口相对总压, 收敛方案采用均方根残差小于 1×10^{-5} , 残差曲线平稳且监控物理量随迭代步数变化不超过 0.1% 。进口设置为质量流量进口, 给定质量流量和绝对总温 600 K , 出口设置为压力出口, 给定静压 303975 Pa 。所有壁面均为绝热无滑移壁面, 相对流体转速为零。周期面设置为旋转周期面, 旋转轴保持与流体域一致。计算模型参数范围见表 1。 $L/b = 0.071$ 代表光滑共转盘腔模型, 作为导管长度变化研究的基准模型。

表 1 计算模型参数范围

Table 1 Parameters of computational model

L/b	无量纲	旋转
	质量流量	雷诺数
0.071, 0.143, 0.214, 0.357, 0.500, 0.643, 0.786	2.27×10^4	1.15×10^6

1.3 参数定义

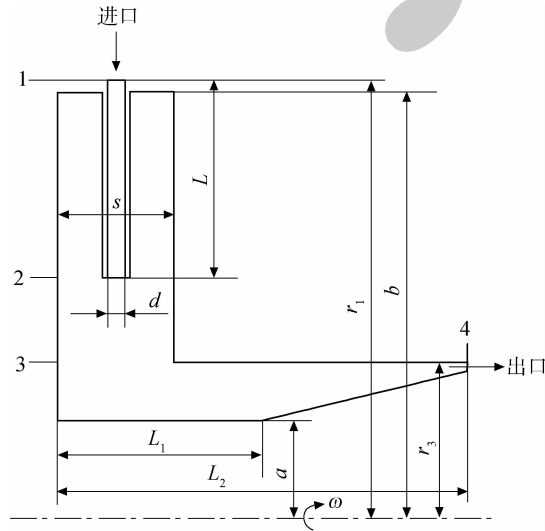
旋转雷诺数 Re_ω 定义为

$$Re_\omega = \rho \omega b^2 / \mu \tag{1}$$

式中 ρ 为流体密度, μ 为流体动力黏度, ω 为流体旋转角速度。

无量纲质量流量 C_m 定义为

$$C_m = \dot{m} / (\mu b) \tag{2}$$



(a) 计算域二维轴对称结构示意图

式中 $\dot{m}$ 为管式减涡器进口质量流量。

定义从截面 i 到截面 j 的压力损失系数为

$$C_{p,i-j} = \frac{2(p_i - p_j)}{\rho \omega^2 b^2} \quad (3)$$

式中 p_i 、 p_j 分别为 i 截面和 j 截面静压。

旋流比 S_r 定义为

$$S_r = \frac{V_{\phi, \text{stn}}}{\omega r} = \frac{V_{\phi, \text{rel}} + \omega r}{\omega r} = \frac{V_{\phi, \text{rel}}}{\omega r} + 1 \quad (4)$$

式中 $V_{\phi, \text{stn}}$ 为流体在静止坐标系下的切向速度分量, $V_{\phi, \text{rel}}$ 为流体在相对坐标系下的切向速度分量, r 为当地径向位置。

定义气流方向与当地旋转切向之间的夹角为气流角 α

$$\alpha = \arccos\left(\frac{V_{\phi, \text{rel}}}{V_{\text{rel}}}\right) \quad (5)$$

式中 V_{rel} 为流体相对速度, 对于径向入流顺转向偏转气流, $V_{\phi, \text{rel}} > 0 \text{ m/s}$, $\cos(V_{\phi, \text{rel}}/V_{\text{rel}}) > 0$, 此时 $\alpha = 0^\circ \sim 90^\circ$ 。

2 模型试验验证

为验证数值模拟方法可靠性, 在南京航空航天大学减涡器综合试验台上开展模型试验验证工作。试验装置由供气系统、驱动系统、试验系统和测试系统组成, 如图 2 所示。由单螺杆空气压缩机提供压缩空气, 经过滤后, 通过管道引至试验场地, 完成试验任务后排入大气环境。测试系统包括流量测量、管道温度压力测量及转速测量。流量通过并联不同量程的耐高压玻璃转子流量计测

量; 流量计附近温度由铠装 T 型热电偶测量, 压力采用精密压力表测量。试验段由 11 kW 三相异步电动机通过皮带轮驱动, 变频器调节转速的同时用光电转速表测量主轴转速。试验系统由静止的进气腔和共转盘腔组成, 从流量计流出的气体经外部管道, 从周向均布的 4 个供气腔流入静止进气腔内, 在共转盘腔内径向入流, 先后流经鼓筒孔和管式减涡器试验件后轴向流出, 所有轮盘材质均为调质 45 号钢。鼓筒孔布置于 $r/b = 1.293$ 处, 直径为 10 mm, 壁厚为 4 mm, 周向均布 24 个。管式减涡器试验件设计成环状结构, 12 根导管周向均匀焊接其上, 并通过两侧的环形凸台固定于上下游转盘表面对应位置的凹槽内, 通过螺钉紧固。导管壁厚均为 2 mm。转静轮盘间通过聚四氟乙烯密封环进行接触式密封, 试验前调试阶段进行泄漏量标定, 据此对试验数据进行修正。精密压力表经国防科技工业 3213 二级计量站检定合格。

玻璃转子流量计精度等级为 1.0 级, 精密压力表精度为 0.4 级, 热电偶精度为 $\pm 0.1 \text{ K}$, 光电转速表精度为 $\pm 1 \text{ r/min}$ 。根据误差传递公式, 无量纲质量流量最大相对误差为 3.57%, 压力损失系数最大相对误差为 2.05%。

图 3 给出了 $L/b = 0.643$ 时, 试验与数值模拟计算结果对比, 从中可以看到数值模拟结果与试验数据吻合较好, 压力损失系数随无量纲质量流量增大而增大, 导管内径 (d) 越大, 压力损失越小, 压力损失系数越低。数值模拟结果可以很好

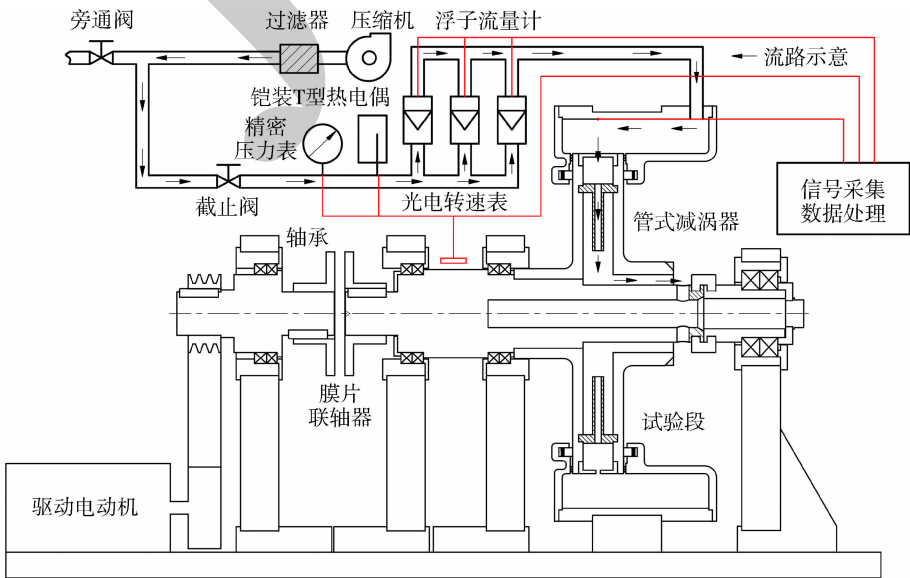


图 2 试验装置简图

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

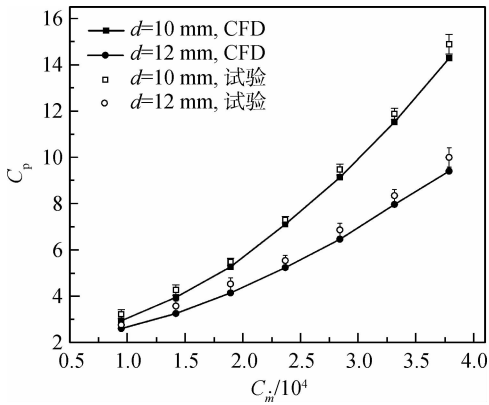


图 3 数值模拟与试验结果对比($Re_\omega=3.86\times10^5$)

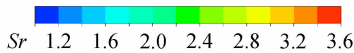
Fig. 3 Comparison of CFD and experiment results
($Re_\omega=3.86\times10^5$)

地描述这种变化趋势。在研究质量流量范围内平均误差约 10.3%。通过模型试验验证了数值模拟方法的可靠性。

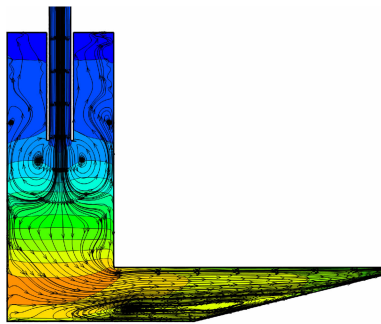
3 计算结果与分析

3.1 流场结构

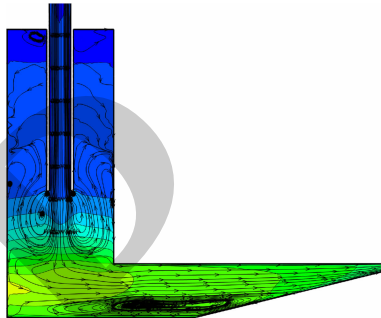
图 4 为 $Re_\omega=1.15\times10^6$ 时不同导管长度下管式减压器 $z=0$ 截面流线及旋流比分布云图。气流在导管内径向向内流,不同导管长度下管内流线始终较为均匀。导管出口下游共转盘腔内气流受转盘表面卷吸边界层影响,向两侧转盘壁面流动,形成一对反向旋转涡系,由于进口质量流量和转速不变,卷吸作用形成的源区径向范围基本不变。当导管较短时,源区位置越过导管出口径向位置,深入高半径位置,两侧涡系关于导管轴线对称。源区下方是旋转作用占主导的旋转核心区。气流从共转盘腔出口流入轴间通道后,在内壁面附近形成狭长的顺时针涡。随着导管长度增大,旋转核心区范围被压缩,轴间通道内顺时针涡结构基本不受影响。当导管长度 $L/b=0.786$ 时,



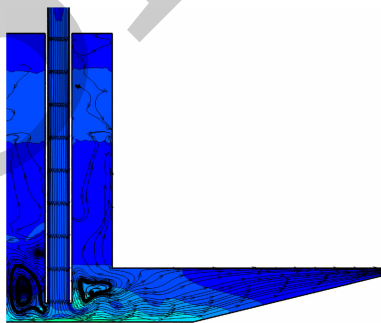
(a) $L/b=0.214$



(b) $L/b=0.357$



(c) $L/b=0.500$



(d) $L/b=0.786$

图 4 不同导管长度下 $z=0$ 截面流线及旋流比分布云图($Re_\omega=1.15\times10^6$)

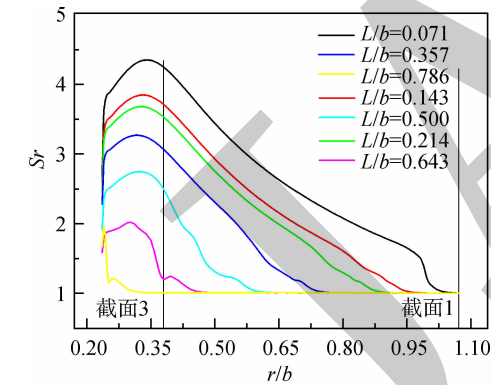
Fig. 4 Streamlines and swirl ratio contour on $z=0$ section with different tube lengths
($Re_\omega=1.15\times10^6$)

导管出口距离内壁面很近,气流垂直冲击壁面,在两侧形成一对大小不等的涡系,右侧射流直接流入轴间通道,顺时针涡结构消失。

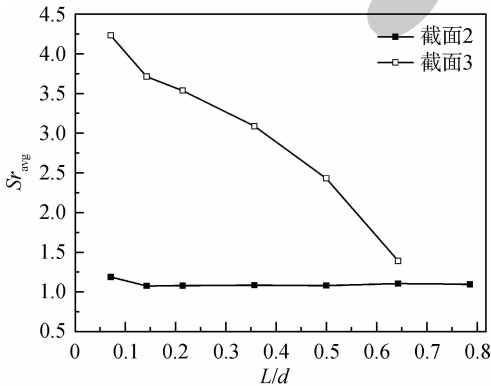
气流被约束在导管内径向入流时,旋流比保持在 1 附近不变。导管长度较小时,下游共转盘腔径向范围较大,气流在其中径向入流时,在哥氏力作用下,旋流比快速增大,随着导管长度增大,导管下游共转盘腔径向范围被压缩,抑制旋流比增长速度,相同径向位置处旋流比逐渐降低。当 $L/b=0.786$ 时, $z=0$ 截面中旋流比始终保持在 1 附近无明显增大。

3.2 无量纲速度分布

图 5(a)给出了不同导管长度下中线上旋流比沿径向分布。随着导管长度增大,导管径向范围增大,共转盘腔范围缩小,在旋流比分布曲线上表现为旋流比保持在 1 附近的径向范围增大,旋流比快速增大的范围降低,共转盘腔出口($r_3/b=0.379$)处旋流比逐渐降低,当 $L/b=0.786$ 时,共转盘腔出口截面依然位于导管出口以上位置,旋流比保持为 1。图 5(b)为共转盘腔进出口截面平均旋流比 Sr_{avg} 随导管长度变化,导管出口气流由于旋转轮盘带动,切向速度略有增大,旋流比稍大于 1,基本不随导管长度变化。共转盘腔出口截面旋流比由于共转盘腔径向位置减小而随导管长度增大快速降低。 $L/b=0.643$ 时,导管出口 $r_2/b=0.429$,非常接近共转盘腔出口($r_3/b=0.379$),旋流比增长幅度很小。光滑共转盘腔模型($L/b=0.071$)中,受旋转轮盘作用影响,气流进入喷嘴后旋流比立即开始增大,共转盘腔内增速加快。由于质量流量较小,径向位置较大,在旋转作用影响下共转盘腔进出口旋流比均显著偏大。



(a) 不同导管长度下旋流比沿径向分布

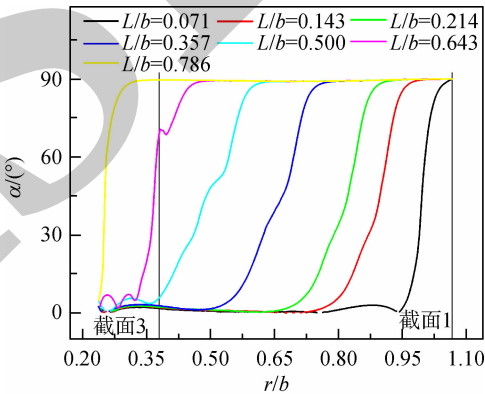


(b) 共转盘腔进出口截面平均旋流比随导管长度变化

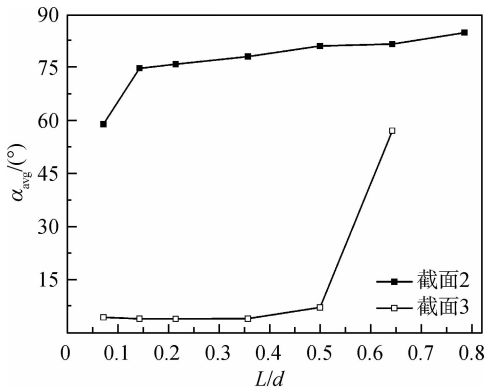
图 5 管式减涡器旋流比随导管长度变化

Fig. 5 Variation of swirl ratio in tubed vortex reducer with tube length

图 6(a)为中线上气流角沿径向变化,不同导管长度下,导管内气流角保持 90° 不变,而在共转盘腔内随径向位置降低而快速减小直至 0° 附近。由于进口质量流量较小,当 $L/b \leq 0.500$ 时,共转盘腔出口位于旋转核心区内,气流角保持在 0° 附近。导管长度过大时,共转盘腔出口处依然处于源区内,气流角降低幅度减小。图 6(b)为共转盘腔进出口截面平均气流角(α_{avg})变化,导管出口截面气流角随导管长度增大而略有增大,导管越长,出口气流受旋转作用越小,气流角越接近 90° 。共转盘腔出口截面气流角先保持不变,当 $L/b > 0.500$ 时,气流从旋转核心区转向源区,气流角快速增大。光滑共转盘腔模型($L/b=0.071$)中喷嘴长度很短,喷嘴内气流角稳定为 90° 段消失,共转盘腔进口截面气流角明显偏低,在共转盘腔内随径向位置降低快速下降并在更高的径向位置处降至 0° 附近。



(a) 不同导管长度下气流角沿径向分布



(b) 共转盘腔进出口截面平均气流角随导管长度变化

图 6 管式减涡器气流角随导管长度变化

Fig. 6 Variation of flow angle in tubed vortex reducer with tube length

3.3 压力损失特性

图 7(a)给出了管式减涡器各截面间压力损

失系数随导管长度变化。随导管长度增大,气流在导管内的流动路径增长,压力损失增大。导管下游共转盘腔径向范围随导管长度增大而缩小,旋流比增幅降低,压力损失系数逐渐降低。轴间通道内压力损失受共转盘腔出口截面旋流比影响,随导管长度增大而降低。需要说明的是,共转盘腔和轴间通道内压力损失变化曲线中不包括 $L/b=0.786$ 。从图 4 中可以看到当导管长度超过共转盘腔出口径向位置时,管式减涡器旋流比均很小,压力损失很小。综上,管式减涡器压力损失系数随导管长度增大而降低,当 $L/b>0.643$ (导管出口径向位置接近共转盘腔出口)时,管式减涡器压力损失系数主要由导管和轴间通道内压力损失组成,变化较小。图 7(b)给出了管式减涡器各部分压力损失权重柱状图,结合图 7(a),随着导管长度增大,导管内压力损失系数逐渐增大的同时权重逐渐提高,影响增强,共转盘腔内压力损失系数及其权重均逐渐降低,影响减弱。导管与共转盘腔内压力损失系数权重之和超过 85%,

两者间此消彼长,是管式减涡器压力损失的主要因素。轴间通道内压力损失系数逐渐降低的同时权重逐渐增大,但相对于其余两者较小。

与光滑共转盘腔模型 ($L/b=0.071$) 相比,当导管长度增大到 $L/b=0.643$ 时虽然导管内压力损失系数增大了 1.78 倍,但共转盘腔内压力损失系数降低了 99.28%,轴间通道内压力损失系数降低了 62.46%,综合来看,管式减涡器压力损失系数降低了 83.38%。当 $L/b=0.786$ 时,虽然导管内压力损失系数增大了 2.07 倍,但管式减涡器压力损失系数降低了 83.70%。对于管式减涡器,通过增大管长降低压力损失的机理在于牺牲导管内压力损失和降低共转盘腔压力损失,以降低整个管式减涡器压力损失。

3.4 温降特性

由文中第 3.2 节可知,由于导管内气流旋流比约等于 1,受到的径向哥氏力约等于零,此时流体受到的离心力通过压差来平衡,可近似认为导管内气流在径向方向上无功热交换。在切向哥氏力作用下气流对旋转导管壁面做功,总温降低。气流在流过导管的时间内对外做功可通过下式计算:

$$dW = |F_{Co,\phi}| dS = 2\omega |V_r| \cdot \omega r dt \quad (6)$$

其中 dS 为 dt 时间内导管运动的距离,假设气流通过导管的时间为 $t, t=(r_1-r)/|V_r|, dt=-1/|V_r|dr$ 。对上式进行积分可得

$$W = \int_0^t 2\omega |V_r| \cdot \omega r dt = \int_{r_1}^{r_2} 2\omega^2 r |V_r| \left(\frac{-1}{|V_r|} \right) dr = \omega^2 (r_1^2 - r_2^2) \quad (7)$$

式中 r_1 为导管进口径向位置, r_2 为导管出口径向位置。在绝热壁面条件下,流经导管的焓降等于切向哥氏力做功大小:

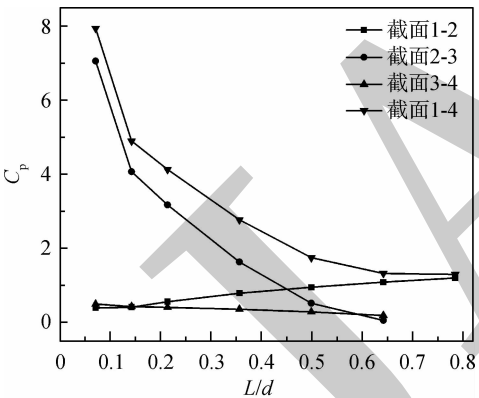
$$H_1 - H_2 = c_p \Delta T_{t, \text{stn}} = W = \omega^2 (r_1^2 - r_2^2) \quad (8)$$

导管内温降系数可以表示为

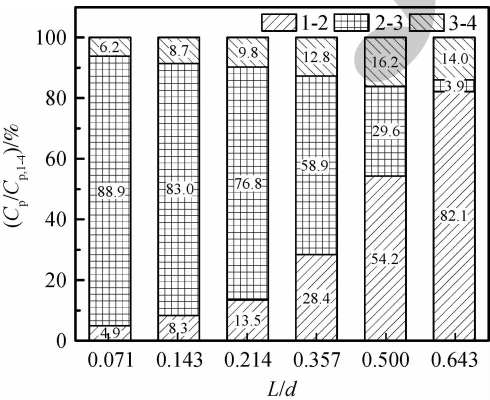
$$\Theta_{1-2} = \frac{T_{t, \text{stn}, 1} - T_{t, \text{stn}, 2}}{T_{t, \text{stn}, 1}} = \frac{\omega^2 (r_1^2 - r_2^2)}{c_p T_{t, \text{stn}, 1}} \quad (9)$$

式中 c_p 为气流比定压热容,导管内温降系数只与旋转角速度和导管进出口径向位置有关, $T_{t, \text{stn}}$ 为绝对坐标系下的总温,下标 1,2 表示截面 1 和截面 2。

图 8(a)给出了管式减涡器各截面间温降系数随导管长度变化。对于给定的旋转角速度和导管进口径向位置,随着导管长度增大,切向哥氏力做功面积增大,气流对导管内壁面做功增大,提高



(a) 各截面间压力损失系数变化



(b) 各截面间压力损失系数权重变化

图 7 各截面间压力损失系数及其权重随导管长度变化

Fig. 7 Variation of pressure loss coefficient and its weight between different sections with tube length

了温降系数。数值计算结果与理论分析结果吻合很好, 平均误差约 4.10%。在共转盘腔内, 随着导管长度增大, 共转盘腔径向范围缩小, 旋流比降低, 由径向速度产生的切向哥氏力对转盘表面做功减少, 温降降低。轴间通道内温降系数随共转盘腔出口旋流比降低而降低, 管式减涡器温降系数随导管长度增大而增大。光滑盘腔模型 ($L/b=0.071$) 中导管后缘附近气流在下游回流作用下温度略有上升, 导管内温降系数小于 0, 当 $L/b=0.786$ 时导管内温降系数甚至超过管式减涡器温降系数, 导管出口气流冲击旋转内壁面产生的风阻温升降低了管式减涡器的温降系数。图 8(b) 给出了各截面温降系数权重随导管长度变化柱状图。结合图 8(a), 导管内温降系数逐渐增大的同时权重逐渐增大, 影响增强, 共转盘腔内温降系数及其权重均逐渐降低, 影响减弱。两者权重之和超过 75%, 且随导管长度增大此消彼长, 是管式减涡器温降系数变化的主要影响因素。轴

间通道内温降系数及其占比均逐渐降低, 影响较小, 当 $L/b=0.643$ 时, 导管内温降系数权重超过 99%。

与光滑盘腔模型 ($L/b=0.071$) 相比, 当导管长度增大到 $L/b=0.786$ 时, 导管内温降系数增大了 45 倍, 但共转盘腔和轴间通道内温降系数平均降低了 96.24%, 管式减涡器温降系数提高了 45.02%。综上, 导管长度的增大, 一方面快速提高了导管内温降系数; 另一方面降低了共转盘腔内温降系数, 从而提高管式减涡器温降系数。导管内温降系数变化是管式减涡器温降系数提高的主要原因。

4 结 论

本文通过模型试验验证了数值模拟方法的可靠性, 数值研究了导管长度对管式减涡器流阻和温降特性的影响。获得的主要结论如下:

1) 在管式减涡器中, 气流被约束在导管内完成径向入流过程, 抑制沿程旋流比增大, 导管下游共转盘腔范围缩小, 压力损失减小, 降低了管式减涡器压力损失。

2) 导管和共转盘腔是影响管式减涡器压力损失的主要因素。随着导管长度增大, 导管内压力损失及其权重均逐渐增大, 导管下游共转盘腔内压力损失及其权重均逐渐减小。通过增大导管长度降低压力损失的机理在于牺牲导管内压力损失和降低共转盘腔压力损失, 以降低整个管式减涡器的压力损失。

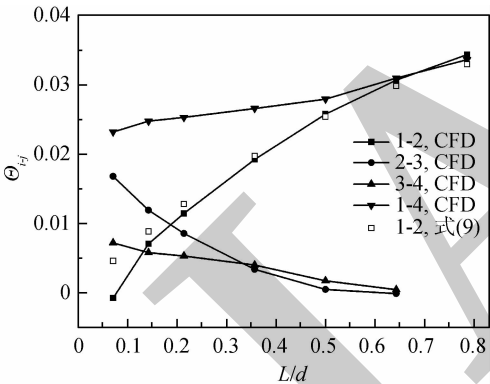
3) 导管内温降系数变化是管式减涡器温降系数提高的主要原因。导管长度的增大一方面快速提高了导管内温降系数; 另一方面降低了共转盘腔和轴间通道内温降系数, 从而提高管式减涡器温降系数。

4) 与光滑共转盘腔模型相比, 当导管长度增大到 $L/b=0.786$ 时, 虽然导管内压力损失系数增大了 2.07 倍, 但管式减涡器压力损失系数降低了 83.70%。由于导管内温降系数增大了 45 倍, 管式减涡器温降系数提高了 45.02%。

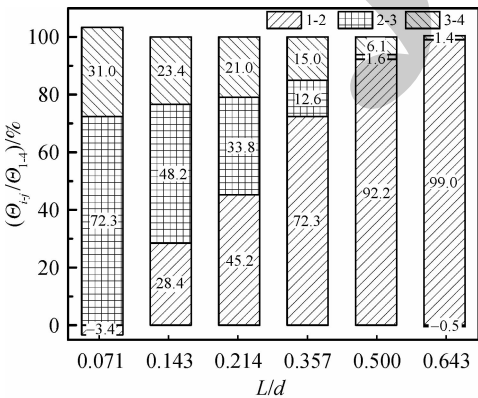
参考文献:

[1] HIDE R. On source-sink flows in a rotating fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1968, 32(4): 737-764.

[2] CHEW J W, OWEN J M, PINCOMBE J R. Numerical predictions for laminar source-sink flow in a rotating cylindrical cavity[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1984, 143: 451-466.



(a) 各截面间温降系数变化



(b) 各截面间温降系数权重变化

图 8 各截面间温降系数及其权重随导管长度变化
Fig. 8 Variation of temperature reduction coefficient and its weight between different sections with tube length

- [3] FIROUZIAN M, OWEN J M, PINCOMBE J R, et al. Flow and heat transfer in a rotating cavity with a radial inflow of fluid; Part 1 the flow structure[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1985, 6(4): 228-234.
- [4] 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.
- [5] CHEW J W, SNELL R J. Prediction of the pressure distribution for radial inflow between co-rotating discs[R]. ASME Paper 88-GT-61, 1988.
- [6] BRILLERT D, REICHERT A W, SIMON H. Calculation of flow losses in rotating passages of gas turbine cooling systems[R]. ASME Paper 99-GT-251, 1999.
- [7] BRILLERT D, LIESER D, REICHERT A W, et al. Total pressure losses in rotor systems with radial inflow[R]. ASME Paper 2000-GT-0283, 2000.
- [8] KUMAR B G V, CHEW J W, HILLS N J. Rotating flow and heat transfer in cylindrical cavities with radial inflow[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013, 135(2): 32502. 1-32502. 12.
- [9] ONORI M, AMIRANTE D, HILLS N J, et al. LES validation for a rotating cylindrical cavity with radial inflow[R]. ASME Paper GT2016-56393, 2016.
- [10] AMIRANTE D, SUN Z, CHEW J W, et al. Modeling of compressor drum cavities with radial inflow[R]. ASME Paper GT2016-56505, 2016.
- [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] PFITZNER M, WASCHKA W. Development of an aero-engine secondary air system employing vortex reducers[R]. Harrogate, UK: the 22nd International Council of Aeronautical Sciences (ICAS) Congress, 2000.
- [13] NEGULESCU D, PFITZNER M. Secondary air systems in aeroengines employing vortex reducers[R]. ASME Paper 2001-GT-0198, 2001.
- [14] 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 GT2008-50738, 2008.
- [15] 杨守辉. 去旋对共转盘腔内流动特性影响的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- YANG Shouhui. Investigation of influence of the de-swirl on flow inside co-rotating cavity[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [16] 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, 2013.
- 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, 2013. (in Chinese)
- [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(3): 37-43.
- WU Lijun, CHEN Xiao, DENG Shuangguo, et al. Flow resistance characteristics of vortex reducer computation and analysis[J]. *Gas Turbine Technology*, 2014(3): 37-43. (in Chinese)
- [18] 赵秋月, 姜德仓, 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 for the de-swirled system in rotating cavity[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2014, 27(5): 43-48. (in Chinese)
- [19] LUO X, FENG A, QUAN Y, 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.
- [20] CHEN X, FENG Y, WU L. The experimental investigations of centripetal air bleed with tubed vortex reducer for secondary air system in gas turbine[R]. ASME Paper GT2014-26959, 2014.
- [21] LIANG Z, LUO X, FENG Y. 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.
- [22] SIBILLI T, CHO G, KHOLI F, et al. Numerical analysis of industrial gas turbine secondary air systems employing vortex reducers[R]. ASME Paper GT2018-76313, 2018.
- [23] LUO Yanbin, ZHONG Bo, ZHANG Xiaojie, et al. Fatigue life prediction of vortex reducer based on stress gradient[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2019, 141(3): 31701. 1-31701. 10.

(编辑: 陈 越)