

管-隔板复合式减涡器流阻特性

侯晓亭^{1,2}, 王锁芳^{1,2}, 张 凯^{1,2}

(1. 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;

2. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 为了探索管-隔板复合式减涡器结构对共转盘腔径向内流流阻特性的影响规律, 对不同转速、管-隔板复合结构下的去旋系统展开了数值研究, 得到了不同工况下径向内流共转盘腔的流场结构、总压损失以及沿程总压损失分布曲线。研究表明: 相对于基础管式减涡器, 管-隔板复合式减涡器可以明显降低盘腔内的总压损失。管式减涡器盘腔上游安装隔板的减阻效果要优于盘腔下游安装隔板的减阻效果, 且上游隔板和下游隔板存在最佳无量纲长度为 0.118 和 0.065, 与基础模型相比, 最佳减阻效果分别提高 17% 和 5%。在最佳隔板长度下, 管式减涡器上、下游同时安装隔板的减阻效果最好, 相比于基础模型, 减阻性能提高 19%。

关 键 词: 管-隔板复合式减涡器; 流阻特性; 旋流比; 流场结构; 沿程总压损失

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Drag reduction performance of tube-baffle composite vortex reducer

HOU Xiaoting^{1,2}, WANG Suofang^{1,2}, ZHANG Kai^{1,2}

(1. 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;

2. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To research the effects of tube-baffle composite vortex reducer on drag reduction performance of radial internal flow in co-rotating disc cavity, numerical simulation was carried out to calculate the de-rotating system with varied structure of tube-baffle composite vortex reducer under different rotating speeds. The flow structure, total pressure loss and distribution curve of total pressure loss along the way under varied conditions were obtained. The results showed that the total pressure loss in the disk cavity of the tube-baffle composite vortex reducer can be obviously reduced with respect to the basic tube vortex reducer. The drag reduction effect of the upstream installation partition of the tube vortex reducer was better than that of the downstream installation of the disc cavity. There existed optimal dimensionless baffle length of 0.118 and 0.065 for upstream and downstream baffles. Com-

收稿日期:2019-08-08
基金项目:国家科技重大专项(2017-III-0011-0037)
作者简介:侯晓亭(1996—),男,硕士生,主要从事航空发动机二次空气系统流动与换热研究。

引用格式:侯晓亭,王锁芳,张凯. 管-隔板复合式减涡器流阻特性[J]. 航空动力学报,2020,35(1):106-113. HOU Xiaoting, WANG Suofang, ZHANG Kai. Drag reduction performance of tube-baffle composite vortex reducer[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(1): 106-113.

pared with the basic model, the optimal drag reduction effect increased by 17% and 5%, respectively. And at the optimum baffle length, the drag reduction effect of the upstream and downstream baffles installed at the same time was 19% higher than the basic model.

Key words: tube-baffle composite vortex reducer; drag reduction performance; swirl ratio; flow field structure; total pressure loss along the way

在现代高性能航空发动机二次空气系统中, 高压冷却气流从压气机级间径向引入、轴向引出, 用来冷却涡轮等高温部件。由于压气机共转盘腔旋转速度高, 气流在共转盘腔内形成强涡流, 造成共转盘腔内产生较高的压力损失, 因此在共转盘腔内安装减涡器, 以抑制涡流的发展。

Hide^[1]最早提出将自由盘腔内的流动分成四个区域(进口源区、艾克曼层、核心层、出口汇区)。Firouzian、Owen、Farthing 等^[2-5]通过试验的方法研究了共转盘腔内流动特性, 试验结果论证了 Hide 的分区理论。Owen 等^[6]通过采用流场可视化和激光多普勒测速技术研究了旋转盘腔内流场特性, 并验证了修正线性理论方法的准确性。Vinod Kumar、Chew 等^[7-8]对旋转盘腔内部压力损失进行了数值计算和试验验证, 通过在旋转盘腔内部布置 60 个径向翅片, 证实了径向翅片的安装会使得盘腔内部的压力损失降低。Pfitzner 等^[9]利用试验分析了减涡器的反旋喷嘴和管式喷嘴结构参数对 BR700 发动机共转盘腔内气流流动特性的影响。Negulescu 等^[10]通过数值模拟证实了管式减涡器可以改善喷嘴流动的非单调性的缺点, 使得发动机更加稳定的工作。Peitsch 等^[11]对管式减涡器的流动性能进行了数值模拟, 结果表明管式减涡管分别固定在上下游盘腔对腔内气流流动特性影响相似。Günther 等^[12]利用试验探索了管式减涡器压力损失特性, 发现在研究的工况内, 管式减涡器可起到减小气流切向速度和降低压力损失的作用。黄爱霞等^[13]对带反旋喷嘴的进气涡轮盘腔内的流动和换热进行仿真模拟, 重点研究了盘腔内冷气流量、旋转雷诺数等因素对盘腔内的流动换热和压力损失的影响。吴丽军等^[14]利用数值模拟得出减涡管长度、引气鼓筒孔类型、来流气流周向速度的改变影响了管式减涡器流阻性能。赵秋月等^[15]研究了减涡管的长度和内径以及引气鼓筒孔的外形、尺寸对盘腔内压力损失的影响, 得出减涡管的长度、内径存在一最佳设计值, 且引气鼓筒孔面积较大时, 引气压力损失较小。Liang 等^[16]研究发现减涡管采用长短管交替排列具有降低盘腔内压

力损失的潜能。廖乃冰等^[17]研究了径向内流盘腔流阻和温降特性。呼艳丽等^[18]对反旋喷嘴进气旋转盘腔压力损失特性进行了数值模拟和试验研究, 结果表明旋转盘腔内反旋进气能够有效地降低压力损失。Luo 等^[19]通过试验分析了三种不同单一减涡器的减阻性能, 证实了减涡器的几何形状、进口流量和盘腔的转速等因素会影响减涡器减阻性能。

综上所述, 国内外学者对三种减涡器开展了大量的研究工作, 且研究主要集中在单一减涡器结构变化的影响规律上, 尚未发现对复合式减涡器的研究。因此, 本文以管式减涡器(下文简称减涡器)为研究基础, 与隔板(部分学者称之为导流板或翅片)复合研究, 得出管-隔板复合式减涡器流阻特性, 并在所研究工况下, 得出最佳管-隔板复合结构。

1 物理模型和计算方法

1.1 几何模型和网格划分

如图 1 所示, 本文计算域选取由鼓筒孔入口开始, 依次经过鼓筒孔、上隔板、共转盘腔、减涡管、下隔板, 最终到盘腔出口的腔体空间。根据文献^[12]可知, 长圆形鼓筒孔的减阻效果要优于圆形孔, 因此本文研究模型采用 20 个长圆孔作为鼓

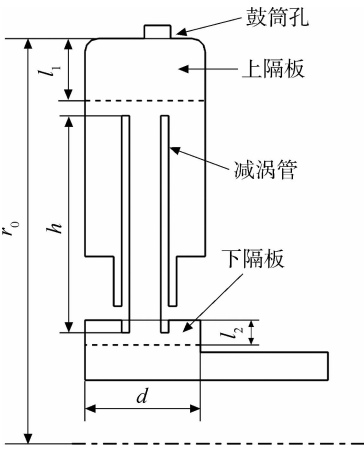


图 1 管-隔板复合式减涡系统

Fig. 1 Tube-baffle composite vortex reduction system

筒孔进气。图中盘腔外半径为 r_0 ，盘腔无量纲宽度 $d/r_0 = 0.247$ ；减涡管无量纲长度 $h/r_0 = 0.430$ ；上隔板无量纲长度 $l_1/r_0 = 0.065, 0.118, 0.172$ ；下隔板无量纲长度 $l_2/r_0 = 0.065, 0.118$ 。上隔板、下隔板、减涡管数目相同，且隔板均匀布置于减涡管之间。

图 2 分别为不同的计算模型，其中 a 型基础减涡器为本文基础模型(a 模型)，b 型减涡器是在基础模型盘腔安装下隔板(b 模型)，c 型减涡器是在基础模型盘腔安装上隔板(c 模型)，d 型减涡器是在基础模型盘腔分别安装上、下隔板(d 模型)。选取盘腔的 1/10 作为计算域。最终选定的计算域如图 3 所示，通过入口、截面 1、截面 2、出口四个面将整个盘腔划分为盘腔分区 1、盘腔分区 2、盘腔分区 3 三个部分。

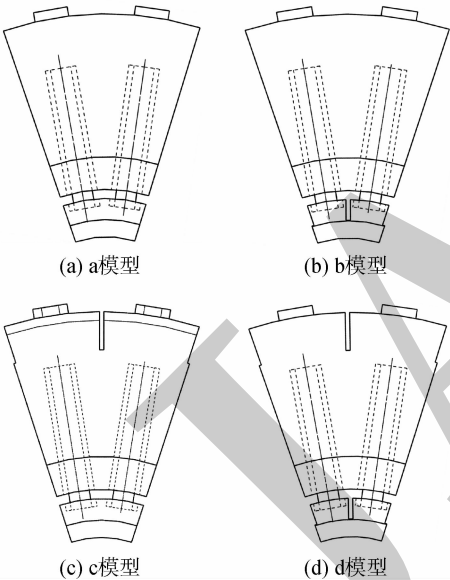


图 2 不同计算模型

Fig. 2 Varied computational model

所有计算模型均采用四面体网格划分，对鼓筒孔和近壁面等流动参数变化剧烈区域进行加密，网格膨胀系数小于 1.1，经过计算，壁面 y^+ 介于 20~200 之间，满足湍流模型边界层要求。分别对不同网格数目的模型进行计算，盘腔内总压降(Δp)随网格数变化如图 4 所示，当网格数达到 100 万后，盘腔内总压降几乎不再变化，满足网格独立性要求，最终确定模型网格数在 100 万左右。

1.2 数值方法及验证

本文数值模拟采用商用 CFD 软件，计算域设置为旋转域。如图 5(a)所示，比较了在相同工况

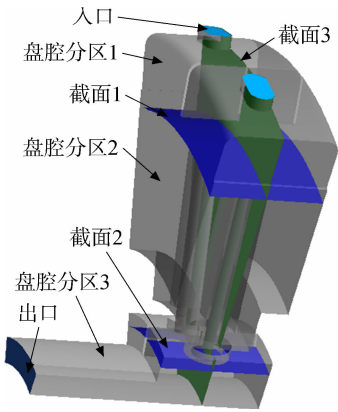


图 3 计算域

Fig. 3 Computational domain

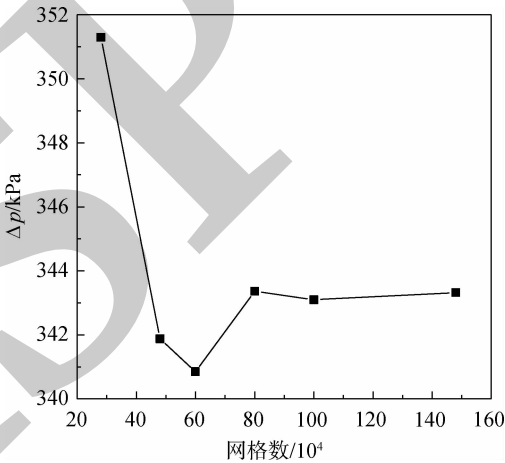


图 4 网格独立性

Fig. 4 Grid independence

下， $k-\epsilon$ ， $k-\omega$ ，RNG(renormalization group) $k-\epsilon$ 和 SST(shear stress transport)湍流模型的计算结果，发现几种湍流模型的计算结果趋势一致，相同转速下不同湍流模型的计算结果总压降 Δp 相差在 6% 左右。图 5(b)为仿真结果与文献[6]试验结果对比图，图中 s 为盘腔宽度， z 为沿盘腔宽度方向(轴向)坐标， r 为盘腔的径向坐标， V 为气流周向速度， ω 为盘腔转速。可以看出 $k-\epsilon$ 湍流模型下数值计算与试验结果吻合较好，因此本文湍流模型选用 $k-\epsilon$ 模型。收敛标准为各方程残差精度均小于 10^{-6} ，监控进口总压变化趋于平直。

1.3 边界条件

针对上述计算模型，边界条件设置如表 1 所示：入口采用流量进口边界条件，出口为压力出口，固体壁面均为绝热无滑移边界条件，每 2000 r/min 取一计算工况点，周期面设置为旋转周期性边界条件。

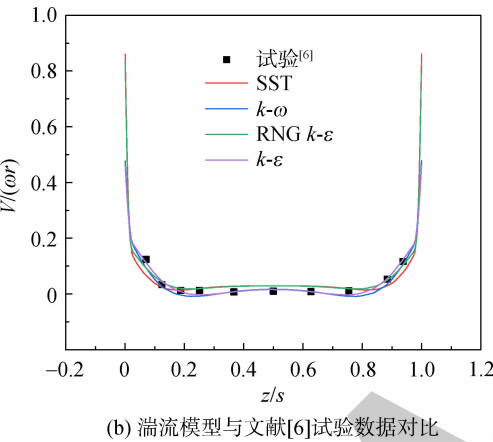
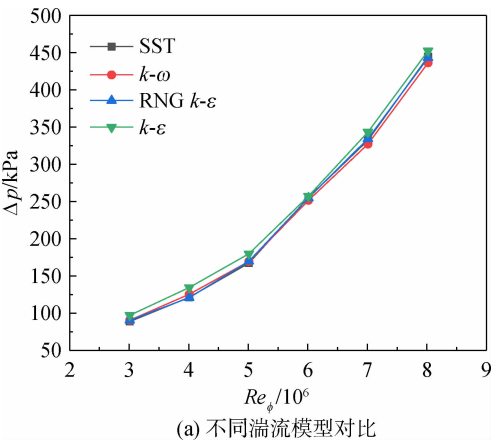


图 5 湍流模型验证结果
Fig. 5 Verification results of turbulence model

表 1 边界条件
Table 1 Boundary conditions

参数	数值
进口总温/K	600
最大转速/(r/min)	16 000
最小转速/(r/min)	6 000

2 参数定义

旋转雷诺数

$$Re_\phi = \rho \omega r_0^2 / \mu \tag{1}$$

式中 ρ 为气流密度 (kg/m^3), ω 为转盘旋角速度 (rad/s), μ 为气流的动力黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)。

旋流比

$$S_r = \frac{V}{\omega r} \tag{2}$$

盘腔总压损失系数

$$C_p = \frac{2(p_1 - p_4)}{\rho \omega^2 r_0^2} \tag{3}$$

各盘腔分区总压损失系数

$$C_{pi} = \frac{2(p_i - p_{i+1})}{\rho \omega^2 r_0^2} \tag{4}$$

式中取 $i=1,2,3$, p_1 为入口质量平均总压 (Pa), p_2 为截面 1 质量平均总压 (Pa), p_3 为截面 2 质量平均总压 (Pa), p_4 为出口质量平均总压 (Pa), C_{p1} 为盘腔分区 1 的总压损失系数, C_{p2} 为盘腔分区 2 总压损失系数, C_{p3} 为盘腔分区 3 总压损失系数。

3 计算结果及分析

3.1 流场分析

图 6、图 7 分别为旋转雷诺数 $Re_\phi = 7.01 \times 10^6$, 相同进出口参数, 不同管-隔板复合结构下, 截面 3 上的流线和旋流比分布云图, 图中均为逆时针旋转。

图 6(a) 为减涡器基础模型 (a 模型) 截面 3 上的流线图。可以看出流体由鼓筒孔进入旋转盘腔后迅速向切向发展, 在盘腔壁面的黏性作用和哥式力作用下, 其切向运动逐渐增强。当流体进入减涡管后, 流体在减涡管的抑制下继续向低半径发展, 并在减涡管高半径处产生一逆时针旋转的涡系, 这是因为流体进入减涡管时, 其速度方向与减涡管轴线方向夹角较大, 流体进入减涡管时产生一定的回流现象, 且回流主要发生在减涡管内壁压力面侧。流体流出减涡管后迅速向切向发展, 并在各减涡管出口间形成涡系。由图 6(b) 可以看出, 相比于图 6(a) 而言, 在减涡管出口间安装隔板抑制了减涡管出口间的涡系, 但是隔板的

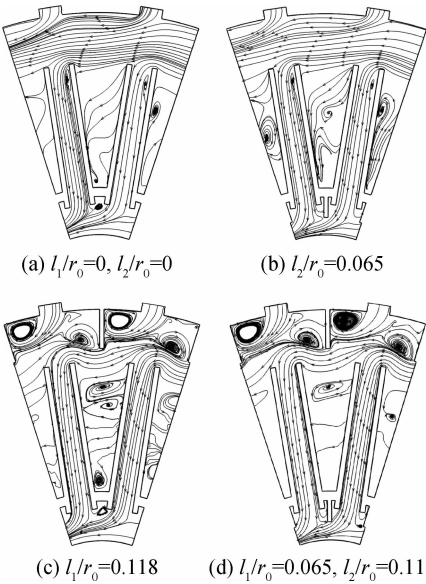


图 6 截面 3 流线图分布
Fig. 6 Streamline on section 3

安装对盘腔上游流体影响不大,上游盘腔的流线变化不明显。由图 6(c)可以看出,在减涡管上游安装隔板对上游盘腔流线影响明显,隔板两侧产生四个涡系。并且流体在减涡管内的流动也得到改善,相比于前两种情况,减涡管内壁压力面上的涡系消失。这是由于流体经鼓筒孔进入盘腔后,不仅受到盘腔的黏性作用和哥式力作用的影响,还受到隔板的强制引流作用,流体在上游盘腔产生回流现象。虽然在减涡管上游盘腔内形成了多个涡系,但是改变了流体速度方向,且流体速度方向与减涡管轴向方向夹角减小,其在减涡管入口处受到的流动阻力减小,因此减涡管内流体的涡系消失。由图 6(d)可以看出,在盘腔上游、下游同时安装隔板能较好地改善上、下盘腔的流场结构,流体的流动性得到一定程度的提高。

图 7(a)为减涡器基础模型截面 3 上的旋流比分布云图,可以看出,流体在鼓筒孔位置处的旋流比接近于 1.0,进入盘腔后流体旋流比迅速升高到 1.7 左右,说明流体在盘腔内的切向运动明显加剧,其切向速度逐渐大于盘腔旋转速度。直到流体进入减涡管,流体的旋流比迅速减小到 1.0 左右。当流体流出减涡管后,旋流比又继续增大。由图 7(b)可以看出,下游盘腔隔板的安装改变了下游盘腔旋流比分布,使得下游旋流比明显降低,减小了流体的切向速度,流体的流动阻力

也随之降低。但是下游隔板的安装并未明显影响到上端盘腔的旋流比分布。由图 7(c)可以看出,上游盘腔安装隔板明显减小了上游盘腔的旋流比,而减涡管下端的旋流比分布与基础模型的分布云图相似,这与图 6 流场结构相对应。由图 7(d)可以看出,上、下游盘腔均安装隔板可以明显减下盘腔内的旋流比,减小流体在盘腔内的切向速度,相应的盘腔内的压力损失也随之降低。

3.2 总压损失特性

如图 8(a)、图 8(b)分别为减涡管下游隔板高度和上游隔板高度不同情况下盘腔总压损失系数随旋转雷诺数的变化规律。

由图 8 可以看出,盘腔内总压损失均随旋转雷诺数的增大而减小。随着隔板长度的增大,盘腔内总压损失系数整体呈现先减小后增大趋势。

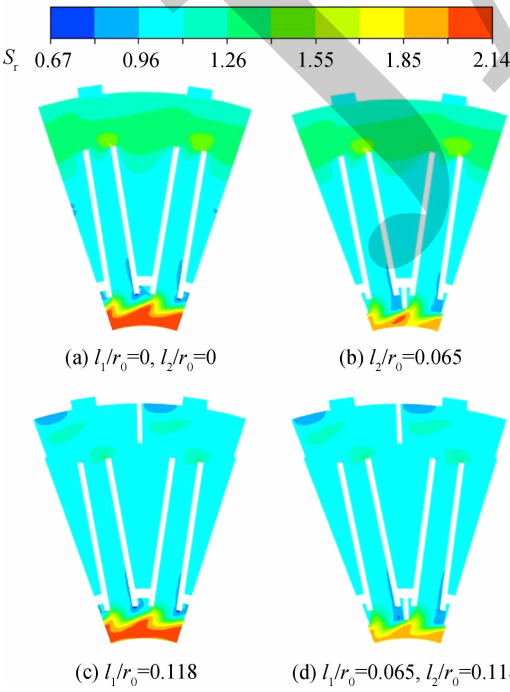


图 7 截面 3 旋流比分布
Fig. 7 Swirl ratio on section 3

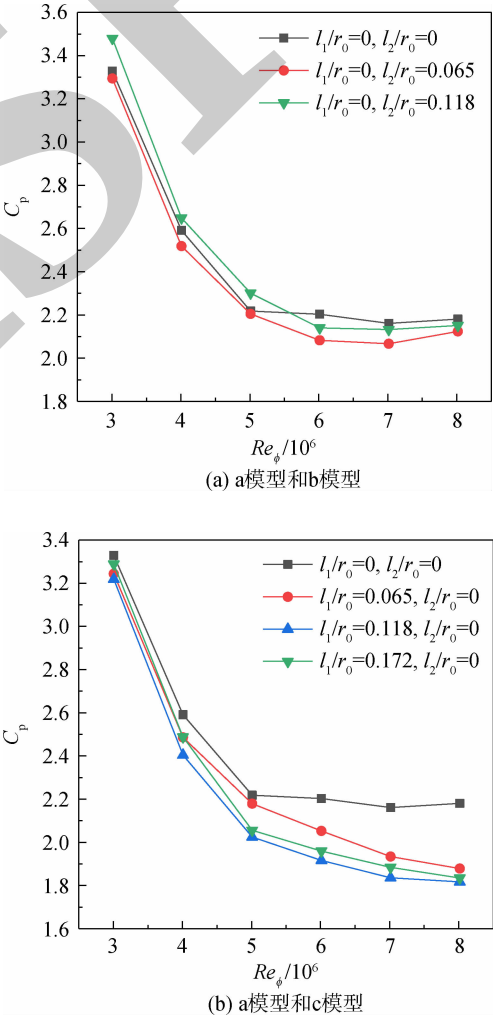


图 8 a、b、c 模型盘腔内总压损失系数随隔板长度的变化规律
Fig. 8 Total pressure loss coefficient varying with baffle length among model a, b, c

因此,对于 b、c 模型,其隔板长度均存在最佳值,使得盘腔内总压损失系数最小。在本文计算工况下,b 模型隔板最佳长度 $l_2/r_0=0.065$,与 a 模型相比,总压损失系数最大可减小 5%。c 模型隔板最佳长度 $l_1/r_0=0.118$,与 a 模型相比,总压损失系数最大可减小 17%。由此可以看出,盘腔下游增加隔板对总压损失的影响要远远小于在盘腔上游增加隔板带来的影响。

如图 9 所示,对比了 a 模型、最优 b 模型,最优 c 模型以及 d 模型(取隔板长度 $l_1/r_0=0.118$, $l_2/r_0=0.065$)的总压损失系数随旋转雷诺数的变化规律。可以看出 d 模型减阻性能要优于前三种,且与 a 模型相比,其总压损失系数最大可减小 19%。因此,在减涡器上游和下游分别增加隔板可以减小盘腔的总压损失。

图 10 为旋转雷诺数 $Re_\phi=7.01\times 10^6$,相同进出口条件,不同计算模型下,截面 3 的总压分布云图。由图 10(a)~图 10(c)可以看出,在盘腔下游增加隔板明显改变了下游盘腔的总压损失分布,对于上游盘腔的压力损失分布规律影响不大,但是随着下游隔板长度的增大,进口位置的总压呈现出先减小后增大的变化规律。这也解释了下游盘腔隔板长度存在最佳值 $l_2/r_0=0.065$,使得盘腔内总压损失最小。由图 10(a)、图 10(d)、图

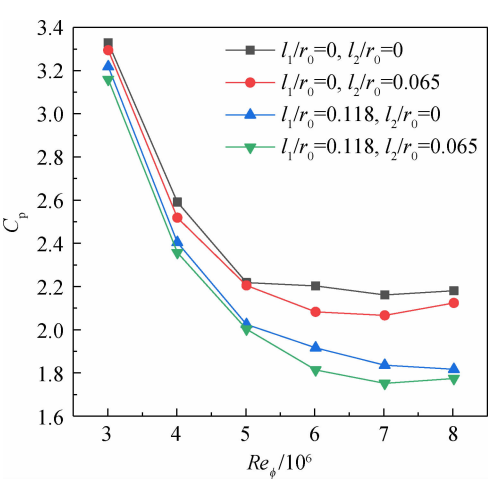


图 9 a、b、c、d 模型盘腔内总压损失系数随旋转雷诺数的变化规律

Fig. 9 Total pressure loss coefficient varying with a, b, c, d model

10(e)、图 10(f)可以看出,在盘腔上游安装隔板明显改变了上游盘腔总压分布,且减涡管进口处总压减小趋势减缓,这是由于上游隔板的存在,虽然使上游盘腔内产生一系列涡系,但由于涡系的存在,使得流体的速度方向与减涡管轴线方向夹角减小,减小了流体进入减涡管的阻力。同时,随着上游隔板长度的增大,盘腔进口总压呈现出先减小后增大的趋势,最小值存在于隔板长度 $l_1/r_0=$

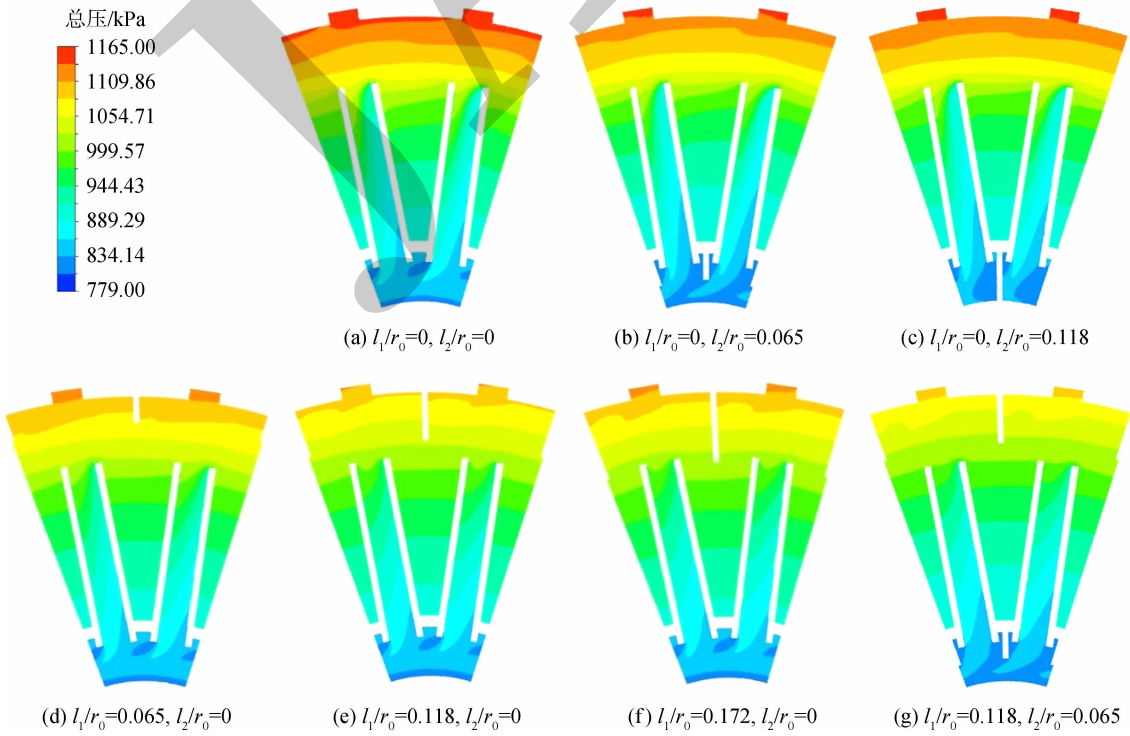


图 10 不同模型截面 3 总压分布云图

Fig. 10 Total pressure distribution of different model on section 3

0.118 时,这与上述 c 型减涡器隔板最佳长度 $l_1/r_0=0.118$ 相对应。图 10(g)为 d 模型截面 3 的总压分布云图,与图 10(a)、图 10(b)、图 10(e)相比,其盘腔进口处总压明显减小,且盘腔内部总压减小趋势减缓,因此在盘腔上游和下游同时加装隔板可以较大程度减小盘腔内压力损失。

3.3 沿程总压损失规律

图 11 为雷诺数 $Re_\phi=7.01\times10^6$,相同进出口条件,不同计算模型最优结构下沿程总压损失系数对比图,本文通过截面 1 和截面 2 将盘腔间隔划分成三个盘腔分区,研究管-隔板复合式减涡器沿程总压损失分布规律。

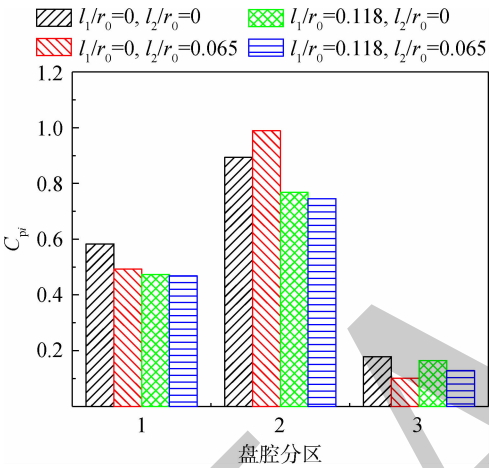


图 11 不同模型盘腔分区总压损失系数变化规律
Fig. 11 Total pressure loss coefficient in different disc cavity partitions of varied models

由图 11 可以看出,在选定的计算工况下,不同盘腔分区内总压损失系数大小关系为:盘腔分区 2>盘腔分区 1>盘腔分区 3;不同模型下各盘腔分区的总压损失占比情况如表 2 所示。这说明盘腔内总压损失主要集中在盘腔分区 2 内,且减涡管上游盘腔内总压损失要明显大于下游盘腔的总压损失。与基础模型相比,上游盘腔增加隔板可以明显减小三个分区的压力损失。其中盘腔分区 1 内的总压损失减小 20%,盘腔分区 2 内的总压损失减小 14%,盘腔分区 3 内的总压损失减小程度较小;下游盘腔增加隔板可以明显减小盘腔分区 1、盘腔分区 3 内的总压损失,分别为 15%和 44%,但是盘腔分区 2 内的总压损失增大了 11%;上游、下游同时增加隔板可以减小盘腔内各分区的总压损失,且效果分别优于基础模型和前两种复合模型。与上游增加隔板的复合模型相比,其盘腔分区 1 内的总压损失变化不大,盘腔分

区 2 内的总压损失减小 3%,盘腔分区 3 内的总压损失减小 25%,由此可以得出,上游、下游同时增加隔板能够很大程度地提高减涡器的减阻性能。

表 2 不同模型盘腔分区总压损失占比
Table 2 Total pressure loss ratio in different model disk cavity partitions %

模型	盘腔分区		
	1	2	3
a	35	54	11
b	31	62	7
c	34	55	11
d	35	56	8

4 结 论

本文通过对具有不同管-隔板复合式减涡器结构进行研究,得出如下结论:

- 1) 相对于基础管式减涡器,管-隔板复合式减涡器可以明显降低盘腔内的总压损失;
- 2) 管式减涡器盘腔上游安装隔板的减阻效果要优于盘腔下游安装隔板的减阻效果,且上游隔板和下游隔板存在最佳长度 $l_1/r_0=0.118$ 和 $l_2/r_0=0.065$,与基础模型相比,最佳减阻效果分别提高 17%和 5%;
- 3) 在最佳隔板长度下,减涡器上、下游同时安装隔板的减阻效果最好,相比于基准模型,减阻性能提高 19%。

参考文献:

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

[2] 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 1 the flow structure[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1985, 6(4): 228-234.

[3] OWEN J M, PINCOMBE J R. Vortex break down in a rotating cylindrical cavity[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1979, 90(1): 109-127.

[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]. Heat and Fluid Flow, 1985, 6(1): 228-234.

[5] FARTHING P 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.

[6] OWEN J M,PINCOMBE J R. Velocity measurements inside a rotating cylindrical cavity with a radial outflow of fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics Digital Archive,1980,99(1):111-127.

[7] VINOD KUMAR B G,CHEW J W,HILLS N J. Rotating flow and heat transfer in cylindrical cavities with radial inflow[R]. ASME Paper 2013-GT-032502,2013.

[8] CHEW J W,FARTHING P R,OWEN J M,et al. 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.

[9] PFITZNER M,WASCHKA W. Development of an aero-engine secondary air system employing vortex reducers[R]. Harrogate,UK:Development of an Aeroengine Secondary Air System Employing Vortex Reducers,2000.

[10] NEGULESCU D,PFITZNER M. Secondary air systems in aeroengines employing vortex reducers[R]. New Orleans,Louisiana,US:American Society of Mechanical Engineers,2001.

[11] PEITSCH D,STEIN M,HEIN S,et al. Numerical investigation of vortex reducer flows in the high pressure compressor of modern aeroengines[R]. Amsterdam,The Netherlands;American Society of Mechanical Engineers,2002.

[12] 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]. Berlin,Germany;American Society of Mechanical Engineers,2008.

[13] 黄爱霞,王锁芳. 反旋进气盘腔内流动与换热的数值模拟[J]. 航空动力学报,2008,23(9):1684-1688.
HUANG Aixia,WANG Suofang. Numerical simulation of flow and heat transfer inside co-rotating disc cavity with de-swirled radial inflow[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(9):1684-1688. (in Chinese)

[14] 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 the flow resistance of the vortex reducer[J]. Gas Turbine Technology,2014,27(3):37-43. (in Chinese)

[15] 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)

[16] 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.

[17] 廖乃冰,周志翔,邱长波. 空气系统径向内流引气的流动特性数值分析[J]. 推进技术,2014,35(3):378-383.
LIAO Naibing,ZHOU Zhixiang,QIU Changbo. Numerical simulation of radial inflow in air system[J]. Journal of Propulsion Technology,2014,35(3):378-383. (in Chinese)

[18] 呼艳丽,郭文,王蕾,等. 反旋喷嘴进气旋转盘腔压力损失特性[J]. 航空动力学报,2016,31(8):1866-1873.
HU Yanli,GUO Wen,WANG Lei,et al. Pressure loss characteristics in a rotating cavity with de-swirled nozzles[J]. Journal of Aerospace Power,2016,31(8):1866-1873. (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.

(编辑:叶 青、陈 越)