

文章编号: 1000-8055(2012)07-1523-09

中心锥对波瓣强迫混合排气系统气动 热力性能的影响

谢 翌, 刘友宏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 在波瓣混合器几何结构不变的情况下, 通过分别改变波瓣出口截面处中心锥半径以及波瓣长度建立了一系列几何模型, 并采用数值模拟的方法, 研究了中心锥关键结构参数对涡扇发动机波瓣混合排气系统气动热力性能的影响规律。结果表明: 当中心锥长度不变时, 随着波瓣出口处中心锥半径的增加, 热混合效率先增加后减小, 其中当波瓣出口处中心锥半径为 0.55 倍波瓣高度时, 波瓣混合排气系统出口处热混合效率最大。此外, 当中心锥长度不变时, 波瓣混合排气系统总压恢复系数大体上不断减小; 排气系统出口处推力系数则呈现出先增大后迅速减小。当波瓣出口处中心锥半径不变时, 随着中心锥长度的增加, 热混合效率和总压恢复系数变化极小, 在排气系统出口处, 推力系数则先迅速增大后略有降低。

关 键 词: 波瓣混合排气系统; 波瓣出口处中心锥半径; 中心锥长度; 流向涡; 热混合效率;
总压恢复系数; 推力系数

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effect of central plug on performance of forced mixing exhaust system

XIE Yi, LIU You-hong

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Geometric models with respective changes of plug radius at lobe exit and plug length in the lobed forced mixing exhaust system were established. Then these models were numerically simulated based on Navier-Stokes equations. The results show that when plug length is constant, the thermal mixing efficiency increases at first and then declines with plug radius at the lobe exit augmenting, and when ratio of plug radius at lobe exit to lobe height is equal to 0.55, the lobed mixing exhaust system has the biggest thermal mixing efficiency at the nozzle exit among the models researched. Generally speaking, the total pressure recovery coefficient declines as radius increases. Moreover, the thrust coefficient at the nozzle exit firstly increases and then decreases sharply. When plug radius at lobe exit keeps constant, with plug length rising, the thermal mixing efficiency and total pressure recovery coefficient vary little and the thrust coefficient at the nozzle exit augments quickly in the beginning and then declines slowly.

收稿日期: 2011-08-09

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1523_012.html

作者简介: 谢翌(1983—), 男, 重庆人, 博士生, 主要从事传热传质领域的研究。

Key words: lobed forced mixing exhaust system; plug radius at lobe exit; plug length; streamwise vortices; thermal mixing efficiency; total-pressure recovery coefficient; thrust coefficient

波瓣混合器由于特殊的几何形状,能够使主、次流在短距离内充分混合.波瓣混合器在涡扇发动机混合排气系统中的安装位置以及混合器中气体的流动分别如图 1(a),图 1(b)^[1]所示.由图 1(b)可知,在混合器出口处,主流同次流发生强烈混合.随着混合的进行,流体之间能量交换十分迅速.这样,主、次流不仅在较短的区域内充分混合,而且由此带来的能量损失相对不大.

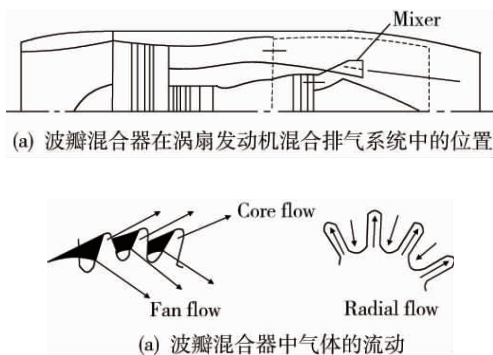


图 1 涡扇发动机混合排气系统中的波瓣混合器
Fig. 1 Lobed mixer in the mixing exhaust system of turbofan engine

对于波瓣混合器强化混合的机理,国内外展开过广泛而深入的研究.其中 Paterson^[2]通过对波瓣混合器流场及温度场的测量,不仅确认了流向涡的存在,还第一次解释了其强化混合的机理. Skebe 等人^[1]在 Paterson 的基础上,不但进一步描述了流向涡的发展过程及其无黏特性,还提出了流向涡环量的计算公式. Elliot 等人^[3]将波瓣混合器强化混合的原因概述为以下三方面.第一,主、次流之间剪切层中存在的正交涡;第二,主、次流之间初始混合周长的增加;第三,混合流场中大尺度的流向涡.在人们对混合机理不断深入研究的同时,新的数值模拟以及实验方法也不断应用到波瓣混合器的研究之中,其中 Ooba 等人^[4]采用大涡模拟 (LES) 对波瓣混合器流场进行了模拟,其结果表明 LES 能够正确地描述波瓣混合器的流场,尤其是流向涡沿流动方向的变化规律; Hu 等人^[5]采用 DP-SPIV (dual plane stereoscopic particle image velocimetry) 的方法测量了波瓣混合喷管的三维速度场,从而得到了波瓣混合器中的瞬时以及时间平均的流向涡涡量分布.与此

同时,国、内外对波瓣混合器应用的研究也在不断深入,并在排气增推、噪声降低、红外抑制等方面取得较大的成果^[6-8].但是以工程应用为研究目的,以波瓣混合器与塞式喷管配合,研究其对混合排气系统气动热力性能影响规律,这样的研究报道很少.为此,本文在课题组已完成的波瓣混合器形状对混合排气系统性能影响研究的基础上^[9-11],从混合、流动损失以及推力三个方面,定量研究了中心锥形状以及中心锥与波瓣混合器的配合参数对波瓣强迫混合排气系统性能的影响规律.

1 数值研究

1.1 计算模型

由于波瓣强迫混合排气系统的周期对称性,故选用包含一个完整波瓣结构的区域作为计算域.如图 2 所示, x 轴为排气系统中心对称轴, y 轴为径向, z 轴与 x, y 垂直,并且定义波瓣尾缘截面与 x 轴交点为计算域的原点.由图 2(a)可知,在喷管入口处机匣直径为 D ,内涵外径、外涵内径以及中心锥直径分别为 $0.615D, 0.637D$ 和 $0.391D$;此外排气系统出口与入口的距离为 $1.32D$.在波瓣外形不变的情况下,首先保持中心

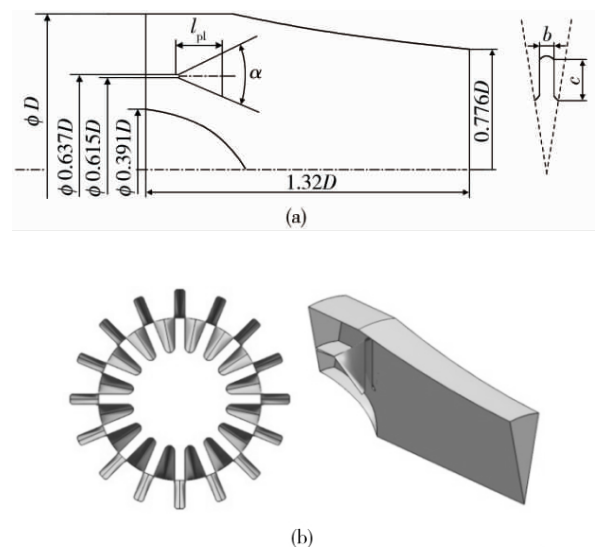


图 2 计算区域及波瓣结构

Fig. 2 Computational zone and structure of lobed mixer in forced mixing system

锥长度不变,改变波瓣出口截面处中心锥的半径 R_{pl} (以下简称中心锥半径变化模型),使波瓣出口截面处中心锥半径与波瓣高度之比 (R_{pl}/h) 分别为 0.30,0.35,0.40,0.46,0.50,0.55,0.60;在此基础上,保持波瓣出口截面处中心锥的半径 R_{pl} 不变 ($R_{pl}/h=0.46$),与此同时改变中心锥长度 l_{pl} (以下简称中心锥长度变化模型),使中心锥长度与混合排气系统外涵入口半径之比 (l_{pl}/D) 分别为 0.29,0.30,0.32,0.34,0.36 和 0.4,并对这两组中心锥形状不同的波瓣混合排气系统采用数值模拟的方法进行研究。

由于波瓣混合排气系统模型中,曲面较多,结构复杂,故在划分网格时,采用非结构化网格,并对所有壁面采用 5 层棱柱网格进行加密,此外对波瓣出口及其临近区域和中心锥后缘区域这些流动变化较大的区域进行局部加密。

为了确定计算模型的网格无关性以及最合适的计算网格数,本文对波瓣强迫混合排气系统进行了网格无关解测试,其中 70 万、100 万、130 万、160 万、200 万网格分别被用于计算模型中。此外,网格无关解定义为垂直于流动方向的截面上,流向涡涡量无量纲的流量平均值以及平均静温随网格数的变化小于 2%。由网格无关解测试结果可知,最终网格数约为 130 万。

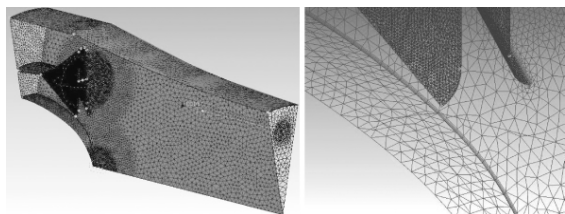


图 3 计算网格及局部放大
Fig.3 Mesh and local magnification

1.2 控制方程

流动的控制方程包括:连续性方程、动量方程、能量方程、湍流方程以及气体状态方程。波瓣混合排气系统中,气体的主要控制方程为

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p - \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{g} \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{I}) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \epsilon \quad (3)$$

式中 ρ 为气体密度,遵循理想气体状态方程; $\mathbf{u}$ 为气体速度矢量; p 为气体静压; k 为湍流脉动动能; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; $\boldsymbol{\sigma}$ 为黏性应力张量,其表达

式为

$$\boldsymbol{\sigma} = \mu [(\nabla \mathbf{u}) + (\nabla \mathbf{u})^T] + \lambda (\nabla \mathbf{u}) \mathbf{I}$$

式中 μ, λ 分别为第一、第二黏性系数, $\lambda = -2\mu/3$, $\mathbf{I}$ 为单位应力张量。上标 T 表示转置, $\nabla \mathbf{u}$ 的表达式如下所示:

$$\nabla \mathbf{u} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial v}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix}$$

其中 ϵ 为湍能耗散率; $\mathbf{J}$ 为热流矢量,其表达式如下:

$$\mathbf{J} = -K \nabla T$$

式中 K 为流体传热系数, T 为流体温度。

由某型波瓣混合器流场的 PIV 测量数据与不同两方程湍流模型数值模拟结果的对比可知^[12], Realizable $k-\epsilon$ 模型的计算结果与实验测量值最为相近。故本文采用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型,在壁面附近选用标准壁面函数。由网格无关测试结果可知,在壁面处,计算模型 Y^+ 在 30 至 90 之间变化。

1.3 边界条件及计算方法

波瓣强迫混合排气系统中,内、外涵入口均使用压力入口边界条件,计算域出口采用压力出口边界条件,具体参数如表 1 所示,表中 p^*, T^*, m 分别表示总压,总温和流量。由于计算模型具有周期对称性,两波谷纵截面采用周期边界条件。波瓣、中心锥及机匣内壁面采用固壁边界条件。

表 1 边界条件

Table 1 Boundary conditions

Case	p^*/kPa	T^*/K	$m/(\text{kg/s})$
外涵	55.214	297.95	119.1
内涵	51.583	743.9	22.36

由于波瓣混合排气系统中主、次流速度大,马赫数高,为了提高计算精度,流动方程中对流项采用三阶 MUSCL (monotone upstream-centered schemes for conservation laws) 格式,压力项采用二阶迎风格式,其他项均采用一阶迎风格式进行离散。流动和压力的耦合采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure linked equations) 算法。数值模拟的收敛标准为在迭代过程中,计算域的平均静温、平均静压、最大静温以及混合排气系统出口处的平均速度,流量保持至少 5 位有效数字。

1.4 数值方法验证

本文在 Hu 等人^[5]对某型波瓣混合器流场测量的基础上,使用本文提出的计算方法对其流场进行了数值模拟.图 4、图 5 分别为通过数值模拟与实验测量所得到的流向涡以及正交涡最大涡量沿流动方向的变化规律.由对比知,本文所采用的计算方法能够精确地描述波瓣混合器中流向涡和正交涡沿流动方向的变化规律.

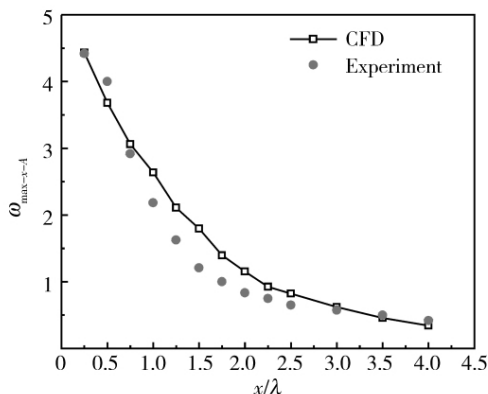


图 4 实验测得的流向涡最大值与数值模拟结果的对比

Fig. 4 Comparison of maximum streamwise vorticity between experiment and CFD

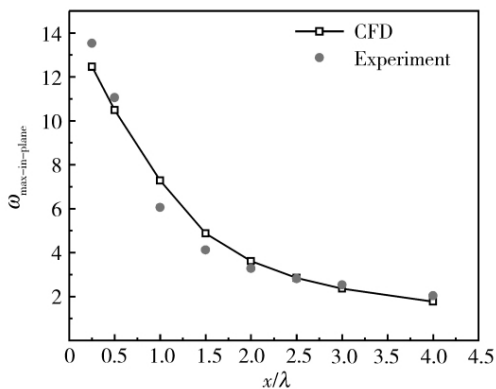


图 5 实验测得的正交涡最大值与数值模拟结果的对比

Fig. 5 Comparison of maximum spanwise vorticity between experiment and CFD

2 计算结果与分析

2.1 流向涡涡量场及平均涡量

2.1.1 波瓣出口处中心锥半径变化时,流向涡涡量场变化规律

定义流向涡无量纲涡量 ω_x 以及流量平均值 ω_{x-A} 为

$$\omega_x = \frac{D}{U_{\text{hot}}} \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (4)$$

$$\omega_{x-A} = \frac{\int \frac{D}{U_{\text{hot}}} \left| \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right| d\dot{m}}{\dot{m}} \quad (5)$$

其中 D 为强迫混合排气系统入口处机匣的直径, U_{hot} 为内涵气入口速度, v, w 分别为流体在 y, z 方向上的分速度, $\dot{m}$ 为通过截面的质量流量.

根据式(4),波瓣出口附近,不同 R_{pl}/h 模型流向涡无量纲涡量如图 4 所示.在波瓣尾缘及其附近,在主流流体(内涵流体)沿波峰向外的径向速度分量以及次流流体(外涵流体)沿波谷向内的速度分量的共同作用下,主、次流之间形成了一对旋转方向相反并沿流动方向发展的旋涡,即流向涡.由于波瓣结构不变,流向涡形状以及作用范围基本不随 R_{pl}/h 变化而改变.但是,随着 R_{pl}/h 增加,流向涡涡量的分布以及最大涡量值却有所不同.由图 6 可知,在 $R_{\text{pl}}/h=0.30, 0.46, 0.55$ 三个模型中, ± 80 涡量等值线所包含的区域面积随着 R_{pl}/h 增加而增大.随着流动向下游发展,流向涡不断变化,喷管出口处 ($x/D=1$),在流体微团的摩擦以及湍流耗散作用下,流向涡失稳并破碎成为若干小尺度的旋涡,涡量也随之下降.虽然波瓣尾缘处中心锥半径 (R_{pl}/h) 的增加能够增加波瓣出口处主流的速度,但其对流向涡的影响有限.故在图 7 中,随着波瓣尾缘处中心锥半径 (R_{pl}/h) 的增加,虽然流向涡的涡量分布仍有一定变化,但流向涡作用范围却变化不大.此外,不同于 $R_{\text{pl}}/h=0.30$ 和 $R_{\text{pl}}/h=0.55$ 两模型, $R_{\text{pl}}/h=0.46$ 模型在流向涡核心区存在着一 40 的涡量等值线区域.由图 7 还可知,由于流道直径较小,流向涡出现了贴壁现象,导致喷管机匣壁附近流向涡涡量较大.

2.1.2 波瓣出口处中心锥半径变化时,各截面处流向涡平均涡量的变化规律

当波瓣出口高度和其他参数保持不变时,在 x/D 为 0, 0.20, 0.35, 0.50 和 1.00 五个截面上,流向涡涡量无量纲平均值随 R_{pl}/h 的变化如图 8 所示.由图 8 可知,在波瓣出口截面 ($x/D=0$) 上,当 R_{pl}/h 小于 0.5 时,随着 R_{pl}/h 的增加,内涵流道截面面积逐渐减小,内涵出口速度逐渐增大,由 Skebe 等人^[1]的研究可知,流向涡涡量也随之增加.当 $R_{\text{pl}}/h=0.5$ 时,因为内涵速度增大引起的流体微团之间的摩擦以及内涵气体与波瓣和中心锥壁之间的摩擦对流向涡能量的减小大于内涵气

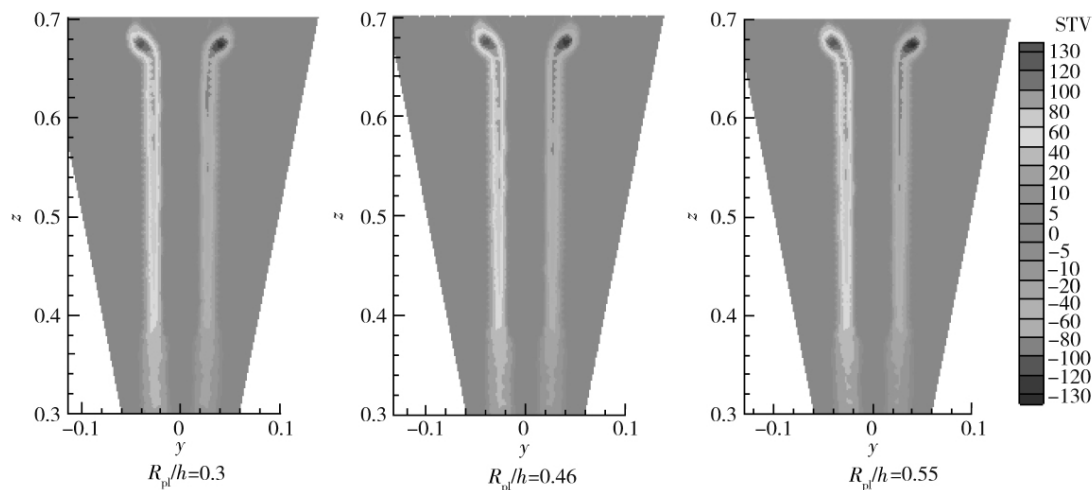


图 6 R_{pl}/h 为 0.30,0.46 和 0.55 时,波瓣出口附近流向涡量分布

Fig. 6 Non-dimensional streamwise vorticity (STV) at lobe exit when R_{pl}/h equals to 0.30,0.46 and 0.55 respectively

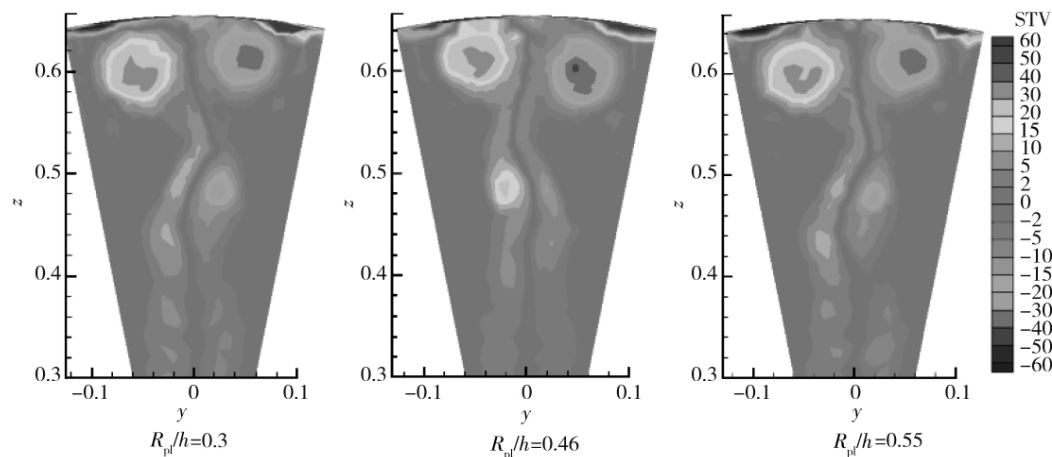


图 7 R_{pl}/h 为 0.30,0.46 和 0.55 时,喷管出口附近流向涡量分布

Fig. 7 Non-dimensional streamwise vorticity at the exit of forced mixing exhaust system when R_{pl}/h is 0.30,0.46 and 0.50

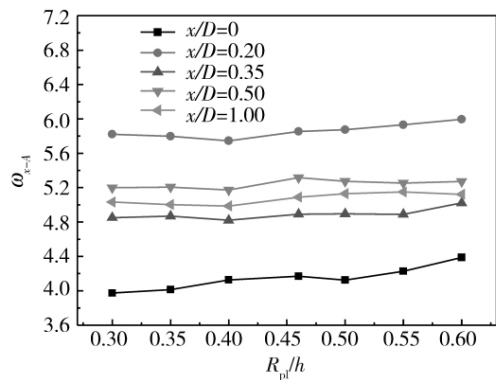


图 8 不同截面处,不同 R_{pl}/h 模型的平均无量纲涡量

Fig. 8 Non-dimensional streamwise vorticity on different surfaces and with different values of R_{pl}/h

体速度增大所导致流向涡能量增加,所以 $R_{pl}/h=0.5$ 模型流向涡平均涡量较周围的两个模型小. 当 R_{pl}/h 大于 0.5 时,内涵流体速度增大引起的流向涡能量增加大于由于摩擦引起的流向涡能量的减小,故流向涡量随着 R_{pl}/h 的增加而增大. 从波瓣出口面到 $x/D=0.20$ 截面间,流向涡处于发展阶段,其平均涡量显著增加. 当 x/D 在 0.20 到 0.35 之间变化时,流向涡逐渐进入耗散阶段,涡量逐渐减小. 在 $x/D=0.50$ 截面处,各模型流向涡量较 $x/D=0.35$ 截面又有小幅增加. 这是因为随着气体在混合排气系统中的流动,中心锥的直径逐渐减小,气流逐渐向中心靠拢,从而使流向涡在径向上逐渐拉长,范围扩大,使截面的平均涡量出现暂时性上升. 其后随着耗散作用的逐渐

明显化,流向涡平均涡量在 $x/D=0.50$ 截面到混合排气系统出口处($x/D=1$)持续降低.在喷管出口处, $R_{pl}/h=0.55$ 模型的流向涡平均涡量在所研究的模型中为最大,值为 5.15.此外,由图 8 还可知,虽然波瓣出口处中心锥半径变化对流向涡有一定的影响,但该影响小于波瓣结构变化对流向涡的影响^[9-11].

2.1.3 中心锥长度变化时,各截面处流向涡平均
涡量的变化规律

当波瓣出口高度和其他参数保持不变时,在 x/D 为 0,0.1,0.2,0.5 和 1.0 五个截面上,流向涡无量纲平均值随 l_{pl}/D 的变化如图 9 所示.由图 9 可知,在波瓣出口截面($x/D=0$)上,流向涡平均涡量变化极小,所研究的模型在该截面处最大平均涡量与最小平均涡量仅相差 0.077.这是因为流向涡初始涡量受波瓣结构以及波瓣出口流道截面积影响较大,而中心锥长度的变化对其影响极小.随着流动的发展,同一 l_{pl}/D 模型在沿流动方向的不同截面上流向涡涡量的变化规律与 R_{pl}/h 模型相似.但与 R_{pl}/h 模型不同,在流向涡耗散阶段, l_{pl}/D 模型流向涡涡量的损失小于 R_{pl}/h 模型,流向涡涡量曲线的间距较小.此外,随着中心锥长度的增加,中心锥尾缘回流区面积减小,区域内的摩擦损失降低.与此同时,沿中心锥锥面的摩擦损失却因为中心锥长度的增加而有所增大.但上述两原因对流向涡的影响很小.所以在同一截面上尽管流向涡平均涡量随 l_{pl}/D 的变化有所起伏,但变化值很小.在混合排气系统出口处, $l_{pl}/D=0.4$ 模型,流向涡平均值最大,其值为 5.231.

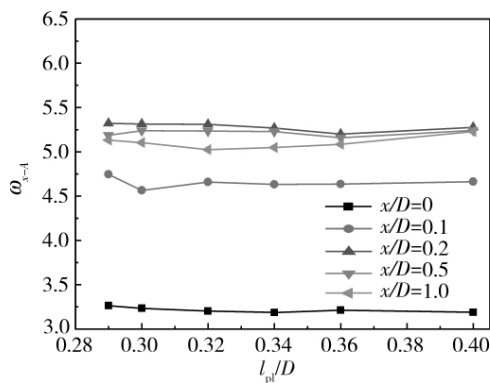


图 9 不同截面处,不同 l_{pl}/D 模型的
平均无量纲涡量

Fig. 9 Non-dimensional streamwise vorticity on
different surfaces and with different values
of l_{pl}/D

2.2 热混合效率

波瓣强迫混合排气系统热混合效率采用刘-
谢热混合效率公式,其定义为^[13]

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{\int (T - T_{mix})^2 d\dot{m}}{T_{hot}^2 \dot{m}_{hot} + T_{cold}^2 \dot{m}_{cold} - T_{mix}^2 (\dot{m}_{hot} + \dot{m}_{cold})} \quad (6)$$

式中 T_{hot} 为主流的温度, T_{cold} 为次流的温度, $\dot{m}_{hot}$ 为主流质量流量, $\dot{m}_{cold}$ 为次流质量流量, T_{mix} 为主、次流体完全混合后的温度,它的定义为

$$T_{mix} = \frac{T_{hot} \dot{m}_{hot} + T_{cold} \dot{m}_{cold}}{\dot{m}_{hot} + \dot{m}_{cold}} \quad (7)$$

2.2.1 波瓣出口处中心锥半径变化时,波瓣混合
排气系统热混合效率变化规律

根据式(7),不同 R_{pl}/h 的波瓣强迫混合排气
系统沿流向的热混合效率变化规律曲线,如图 10
所示.

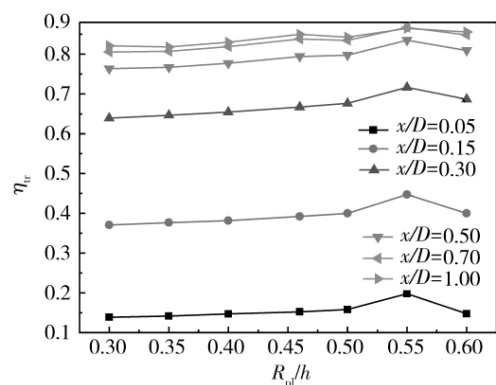


图 10 不同 R_{pl}/h 波瓣强迫混合排气系统沿流向
热混合效率变化规律

Fig. 10 Thermal mixing efficiency of
different R_{pl}/h

由图 10 可知,在波瓣尾缘附近($x/D \leq 0.15$),
由于主、次流速度大,互相之间速度梯度也大,流
向涡处于快速发展阶段,流向涡不断增强,涡量不
断增大;且在波瓣出口附近,流向涡受波瓣几何形
状的影响较大,作用范围较广大,因此混合效率增
长较快, $x/D=0.05$ 与 $x/D=0.15$ 两曲线间的间
隔较大.当 x/D 在 0.15 到 0.30 之间变化时,尽
管各模型的流向涡逐渐由发展阶段转入耗散阶段,
但流向涡涡量仍然较大,流向涡对混合的强化作
用仍就明显.故在该区间上,各 R_{pl}/h 模型热混
合效率仍然增加较快, $x/D=0.15$ 与 $x/D=0.30$
两曲线间的间隔明显.当 x/D 大于 0.30 时,由于
流向涡能量较低,对内、外涵流体混合的强化作用

较弱,混合效率增加减慢,各曲线间的间隔逐渐减小.其中当 x/D 大于 0.70 时,流向涡能量极低,对混合已没有强化作用,内、外涵流体的混合方式逐渐转化为剪切层的扩散混合.由于波瓣出口处中心锥半径的变化对流向涡的影响有限,这样在同一垂直于流动方向的截面上,热混合效率随 R_{pl}/h 增加变化不大.此外,由图 10 还可知,在相同的 x/D 下, $R_{pl}/h=0.55$ 模型热混合效率明显高于其他模型.这是因为随着 R_{pl}/h 增加,内涵流道逐渐变窄,内涵流体在波瓣尾缘处速度随之增大,主流入侵能力也随之增加,所以波瓣出口附近混合效率随 R_{pl}/h 的增加而增大,但是当 R_{pl}/h 超过 0.55 时,由于主、次流之间的流速差过大,流体微团之间摩擦的提高,从而削弱了流向涡强化混合的能力,混合效率反而有所下降.在喷管出口处, $R_{pl}/h=0.55$ 模型的混合效率最大,其数值为 0.871.

2.2.2 中心锥长度变化时,波瓣混合排气系统热混合效率变化规律

中心锥长度对波瓣混合排气系统混合效率的影响如图 11 所示.图中,不同 l_{pl}/D 模型热混合效率沿流动方向的变化规律同 R_{pl}/h 模型相似.此外,由图 11 还可知,在相同的 x/D 下,热混合效率随中心锥长度的变化值小于 2%,各热混合效率曲线基本上平直.这是因为当波瓣几何结构以及波瓣出口处中心锥半径不变时,中心锥长度的变化对流向涡影响极小.在所研究的模型中, $l_{pl}/D=0.32$ 模型在混合排气系统出口处的混合效率最大,其值为 0.8506, $l_{pl}/D=0.36$ 模型的混合效率最小,其值为 0.8356.

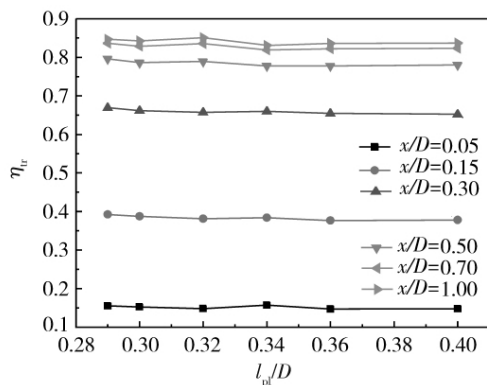


图 11 不同 l_{pl}/D 波瓣强迫混合排气系统沿流向热混合效率变化规律

Fig. 11 Thermal mixing efficiency with different l_{pl}/D

2.3 流动损失

波瓣强迫混合排气系统总压恢复系数定义为

$$\sigma = \frac{1}{\dot{m}_{\text{mix}}} \int p_{\text{mix}}^* d\dot{m}_{\text{mix}} \bigg/ \frac{1}{\dot{m}_{\text{in}}} \int p_{\text{in}}^* d\dot{m}_{\text{in}} \quad (8)$$

式中 $\dot{m}$ 为质量流量, p^* 为总压,下标 in 表示该值为波瓣强迫混合排气系统入口处的值,下标 mix 表示该值为波瓣尾缘下游主、次流接触混合后,垂直于流向的横截面上的值.

2.3.1 波瓣出口处中心锥半径变化时,波瓣混合排气系统总压恢复系数变化规律

图 12 为当波瓣长度不变时,波瓣强迫混合排气系统总压恢复系数随 R_{pl}/h 的变化规律.由图可知,在同一截面上,随着 R_{pl}/h 的增加,总压恢复系数逐渐减小.原因主要包括两个方面.第一,在波瓣尾缘以及下游流道处,流向涡平均涡量随着 R_{pl}/h 的增加而增大,由流向涡所产生的搅拌效应(string effect)导致的主、次流间的相互摩擦随之加强,从而造成能量损失增加.第二,当中心锥长度不变时,随着中心锥半径的增加,中心锥尾缘回流区面积增大,回流区中流体的摩擦损失增加,流动损失增大.由图 12 中还可知,在波瓣尾缘附近 ($x/D \leq 1.5$),由于流向涡处于生成、发展阶段,湍流耗散效应流动的影响较小,故 $x/D=0.05$ 与 $x/D=0.15$ 两条曲线间的间隔较小.当 $0.15 \leq x/D \leq 0.5$ 时,流向涡快速发展,主、次流迅速混合,流体微团间的相互摩擦剧烈,流动的能量损失大,总压恢复系数下降快,在区域内曲线的间隔较大;当 $x/D > 0.5$ 时,由于湍流的作用以及耗散涡的影响,流向涡能量很低,对混合强化作用也很有限,总压恢复系数下降的速度也相应降低,各 R_{pl}/h 模型在同一截面上总压恢复系数曲线之间的间距再一次缩小.在混合排气系统出口处,虽然当 $R_{pl}/h > 0.46$ 时,总压恢复系数随着 R_{pl}/h 的增加而逐渐减小,但总体来说总压恢复系数变化不大.在所研究的模型中, $R_{pl}/h=0.46$ 模型在排气系统出口处总压恢复系数最大,其值为 0.9805,而 $R_{pl}/h=0.6$ 模型为最小,值为 0.9796.

2.3.2 中心锥长度变化时,波瓣混合排气系统的总压恢复系数

中心锥长度对波瓣混合排气系统总压恢复系数的影响如图 13 所示.由图可知,不同 l_{pl}/D 模型总压恢复系数沿流动方向的发展规律同 R_{pl}/h 模型相似.当波瓣出口处中心锥半径不变时,中心锥尾缘处回流区面积随着中心锥长度的增加逐渐

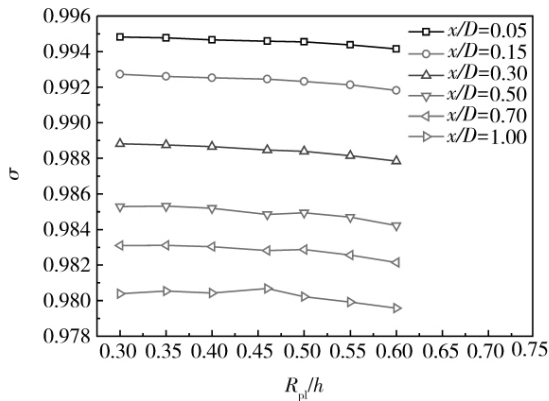


图 12 不同 R_{pl}/h 情况下总压恢复系数变化规律

Fig. 12 Total pressure recovery coefficient with different R_{pl}/h

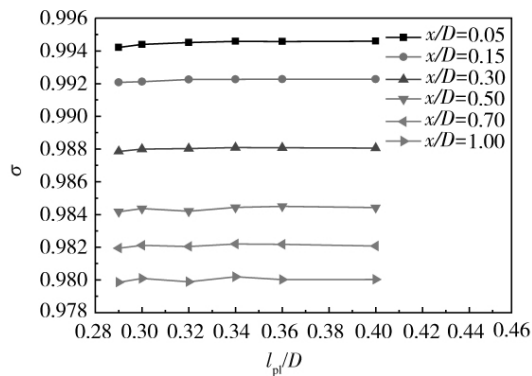


图 13 不同 l_{pl}/D 情况下总压恢复系数变化规律

Fig. 13 Total pressure recovery coefficient with different l_{pl}/D

减小,回流引起的能量损失逐渐降低,但气体与中心锥壁面的摩擦损失却由于中心锥长度的增加逐渐增大,故在同一垂直于流动方向的截面上,随着 l_{pl}/D 的增加,总压恢复系数曲线有所起伏.因为中心锥长度的变化对流向涡影响很小,所以在相同的 v/D 下,虽然总压恢复系数随 l_{pl}/D 的增加所有变化,但变化值却小于 0.5%,各曲线基本平直.在所研究的模型中, $l_{pl}/D=0.34$ 模型在混合排气系统出口处的总压恢复系数最大,其值为 0.9802, $l_{pl}/D=0.29$ 模型的总压恢复系数最小,其值为 0.9797.

2.4 推力系数

波瓣强迫混合排气系统推力系数 C_f 定义为

$$C_f = F/F_{id} \quad (9)$$

式中 F 为波瓣强迫混合排气系统的实际推力, F_{id} 为一维等熵膨胀下排气系统的理想推力.

2.4.1 波瓣出口处中心锥半径变化时,波瓣混合排气系统推力系数变化规律

根据式(9),可得到波瓣高度不变时,混合排

气系统出口处推力系数随 R_{pl}/h 的变化关系,如图 14 所示.由图可知,随着波瓣出口处中心锥半径 R_{pl}/h 的增大,推力系数呈现出先上升后迅速下降的趋势.这是因为当 R_{pl}/h 较大时,波瓣尾缘截面以后平均涡量值较高,流体总的能量损失较大,而能量损失的增加则会导致推力系数的减小.此外,由图 14 还可知,当 $R_{pl}/h=0.35$ 时,推力系数达到最大,其值为 0.961;当 $R_{pl}/h=0.6$ 时,推力系数最小,为 0.959.

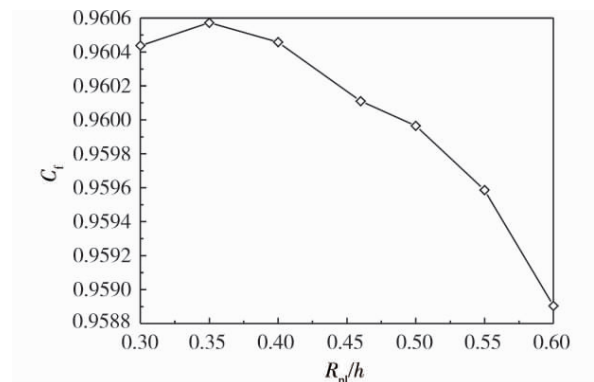


图 14 不同 R_{pl}/h 模型的推力系数变化规律

Fig. 14 Thrust coefficient of different R_{pl}/h

2.4.2 中心锥长度变化时,波瓣混合排气系统推力系数变化规律

波瓣出口处中心锥半径不变时,喷管出口处推力系数随 l_{pl}/D 的变化关系如图 15 所示.由图 15 可知,在混合排气系统出口处, $l_{pl}/D=0.29$ 模型的总压恢复系数最小,在整个流道内能量损失最大,其推力系数在所研究的模型中最小.当 l_{pl}/D 在 0.3~0.34 之间变化时,因为它们的总压恢复系数均大于 $l_{pl}/D=0.29$ 模型,所以在整个混合排气系统内, $l_{pl}/D=0.3, 0.32, 0.34$ 模型能量

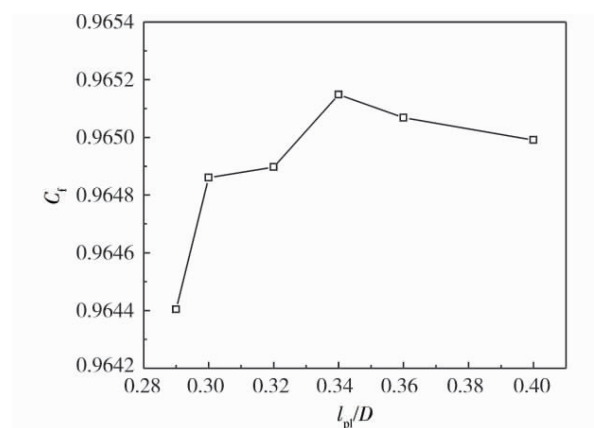


图 15 不同 l_{pl}/D 模型的推力系数变化规律

Fig. 15 Thrust coefficient of different l_{pl}/D

损失均小于 $l_{pl}/D=0.29$ 模型,其推力系数均高于 $l_{pl}/D=0.29$ 模型。此外,由于 $l_{pl}/D=0.3$ 模型和 $l_{pl}/D=0.32$ 总压恢复系数相差极小,故他们的推力系数相差很小。由图 13 可知, $l_{pl}/D=0.34$ 模型在整个混合排气系统流道内总压恢复系数最大,能量损失最小,推力系数在所研究的中心锥长度变化的模型中为最大,其值为 0.965 15。当 l_{pl}/D 在 0.34 到 0.4 之间变化时,总压恢复系数逐渐减小至基本不变,能量损失逐渐增加,推力系数逐渐减小。

3 结 论

本文研究了波瓣尾缘截面处中心锥半径以及中心锥长度对涡扇发动机波瓣强迫混合排气系统气动热力性能的影响规律。在本文研究参数范围内,得到了以下几点结论:

1) 当中心锥长度不变时,各截面处流向涡平均涡量虽然大体上随波瓣尾缘截面处中心锥半径的增加而增大,但增长幅度十分有限。当波瓣出口处中心锥半径不变时,在同一截面上流向涡涡量随中心锥长度的增加变化很小。

2) 当中心锥长度不变时,随着 R_{pl}/h 的增加,热混合效率先增加后减小,其中 $R_{pl}/h=0.55$ 模型的热混合效率在所研究的 R_{pl}/h 模型中为最大。当波瓣出口处中心锥半径不变时,在同一截面上,热混合效率随 l_{pl}/D 的变化很小。

3) 当中心锥长度不变时,在相同截面上总压恢复系数与 R_{pl}/h 大致呈相反的变化规律。当波瓣出口处中心锥半径不变时,在同一截面上,虽然总压恢复系数随 l_{pl}/D 的增加有一定的变化,但其变化很小。

4) 在排气系统出口处,当中心锥长度不变时,推力系数随着 R_{pl}/h 的增加先略有增大后迅速减小;当波瓣出口处中心锥半径不变时,推力系数随 l_{pl}/D 的增加先迅速增大后略有降低。

参考文献:

[1] Skebe S A, Paterson R W, Baber T J. Experimental investigation of three dimensional forced mixer lobe flow field [R]. AIAA Paper 88-3785, 1988.
[2] Paterson R W. Turbofan mixer nozzle flow field; a bench-

mark experimental study [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(3): 692-698.
[3] Elliott J K, Manning Y J, Qiu Y J, et al. Computational and experimental studies of flow in multi-lobed forced mixers [R]. AIAA Paper 1992-3568, 1992.
[4] Ooba Y, Kodama H, Nakamura Y, et al. Large eddy simulation analysis of a 18-lobe convoluted mixer nozzle [R]. AIAA Paper 2002-0717, 2002.
[5] Hu H, Saga T, Kobayashi T. Investigation of the vortex structures downstream of a lobed nozzle by mean of dual-plane stereoscopic PIV [R]. Gottingen, Germany: 4th-International Symposium on Particle Image Velocimetry, Paper 1020, 2001.
[6] Presz W M, Reynolds G, McCormick D C. Thrust augment using mixer-ejector-diffuser systems [R]. AIAA Paper 94-0020, 1994.
[7] Presz W M. Mixer/ejector noise suppressors [R]. AIAA Paper 91-2243, 1991.
[8] 张靖周, 李立国, 高潮等. 波瓣喷管红外抑制系统的实验研究 [J]. 航空动力学报, 1997, 12(2): 212-214.
ZHANG Jingzhou, LI Liguio, GAO Chao, et al. An experimental study on a lobed nozzle of an infrared suppression system [J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(4): 212-214. (in Chinese)
[9] 刘友宏, 樊超, 谢翌. 波瓣数对波瓣强迫混合排气系统性能影响 [J]. 航空动力学报, 2010, 25(8): 1683-1689.
LIU Youhong, FAN Chao, XIE Yi. Effect of lobe numbers on the performance of a lobed mixer in the forced mixing exhaust system [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(8): 1683-1689. (in Chinese)
[10] 谢翌, 刘友宏. 瓣高宽比对波瓣强迫混合排气系统性能影响 [J]. 航空动力学报, 2010, 25(12): 2787-2794.
XIE Yi, LIU Youhong. Effect of ratio of height to width of lobe on the performance of a lobed mixer in a forced mixing exhaust system [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(12): 2787-2794. (in Chinese)
[11] 谢翌, 刘友宏. 波瓣穿透率对波瓣混合排气系统性能影响 [J]. 推进技术, 2011, 32(2): 207-213.
XIE Yi, LIU Youhong. Effects of lobe penetration ratio on performance of mixer exhaust system [J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(2): 207-213. (in Chinese)
[12] Cooper N J, Merati P, Hu H. Numerical simulation of the vortical structures in a lobed jet mixing flow [R]. AIAA Paper 2005-635, 2005.
[13] XIE Yi, LIU Youhong. A modified thermal mixing efficiency and its application to lobed mixer nozzle for aero-engines [J]. Heat Transfer Research, 2011, 42(4): 317-335.