空气系统引气腔流动换热特性研究

Research of Flow and Heat Transfer in a Rotating Cavity with a Radial Inflow

于霄 陆海鹰 沈毅 李毅/中航工业沈阳发动机设计研究所

摘 要:航空发动机空气系统引气腔是典型的径向进气轴向出流的旋转盘腔,研究引气腔内流动换热特性, 尤其是离心力和哥氏力综合作用下的流动换热规律,对提高空气系统引气品质,优化空气系统设计有重要意 义。研究发现:旋转雷诺数和流量系数是引气腔流场的主要影响因素,流体切向速度随旋转雷诺数的增加而 增加,随流量系数的增加而减少,并沿半径的减小而增大;引气腔的总压损失随旋转雷诺数的增加而增加, 随流量系数的变化规律较复杂,在较小旋转雷诺数下,总压损失随流量系数的增加而增加,在较大旋转雷诺 数下,总压损失随流量系数的增加先减小后增加;引气腔的平均努赛尔特数随着旋转雷诺数和流量系数的增 加而提高,平均换热效果增强。

关键词:旋转腔;径向进气;流量系数;旋转雷诺数;总压损失;换热特性 Keywords: rotating cavity; radial inflow; nondimensional mass flowrate; rotating Reynolds number; total pressure losses; heat transfer

0引言

为了保证航空发动机高效、可靠地 工作,现代航空发动机都有复杂的内流 空气冷却系统,冷却空气从压气机主流 道的适当位置引出,通过发动机主通道 内侧或外侧的各种流动结构元件(孔、 管道、特定的腔道)按设计的流路及要 求的流动参数(压力、温度和流量)流 动,并完成规定的功能(冷却热端部件、 平衡轴向力等),最后汇入主流或直接 排入大气。

航空发动机内流空气系统从两级 压气机盘间引气,经过两个盘之间的旋 转腔流向盘心,并经盘间空腔向后或向 前流动,以冷却热端部件或完成支点封 严,这种形式的盘腔流动被形象地描述 为径向进气轴向出气的旋转盘腔流动 (国外研究者称为径向进气旋转盘腔, 本文依据其功能简称为引气腔)。因此, 引气腔内流动和换热特性对冷却空气 的品质、对热端部件的冷却效果具有重 要影响。

引气腔以很高的速度旋转,腔内的 流动复杂,影响因素众多;如果同时考 虑由于温度差异引起的浮力对流动的 影响,则理论分析和数值计算都非常困 难,如何获得引气腔内的流动换热特性 成为航空发动机内流空气系统设计的 关键技术。

国外在20世纪60年代开始对引气 腔内流动和换热特性开展系统的理论 分析和实验研究,其中Owen等^[1-2]对引 气腔流动和换热的理论模型进行了大 量的研究,并将其称为源一汇流动,流 动结构如图1所示,其流动由源区、近盘 表面埃克曼层、核区及汇区构成。流体 由源区进入旋转腔,然后形成两个埃克 曼层,再经汇区流出旋转腔。Firouzian 等^[3-5]应用流体显示技术,验证了引气 腔的流动结构,分析了流动特点和压力 损失特性,即由于黏性和旋转的影响, 在核心区流体的圆周速度很大,对流体 的径向内流动造成很大的阻力,导致压 力损失增加。Chew等⁶⁰应用基于冯•卡 曼方法的积分动量法分析了引气腔速 度和压力分布,给出了一个计算高效和 方便量纲分析的简单模型。其他学者尝





试用直接求解N-S方程的有限差分方 法分析其速度和压力分布规律,虽然得 到了有意义的结果,但计算过于复杂, 并且由于影响因素繁多,并不易总结其 规律。

国内徐国强、罗翔等^[7]对中心进 气、高位进气的旋转盘腔流动换热进行 了研究,吉洪湖等^[8]应用热线风速仪和 LDV技术对旋转盘腔内流场进行了研 究,于霄等^[9]应用粒子图像测速(PIV) 技术对径向进气旋转盘腔的速度场进 行研究,但仍然缺乏对航空发动机引气 腔流动换热的系统研究。

本文模拟航空发动机的实际工作 环境,将真实航空发动机压气机部分的 盘腔流动简化为如图2所示的引气腔模 型,对其流动换热特性进行了系统的实 验研究,并分析总结其流动换热规律。

1 实验装置和测试手段

1.1 **实验装置**

本实验工作是在北京航空航天大 学航空发动机气动热力国防科技重点 实验室多功能旋转实验台上完成的。实 验台布置如图3所示。该实验平台可以 完成转速3000r/min以下,流量1500kg/h 以内的旋转部件的流动与换热研究。



图2 实验模型

方 供气系统是三级压气机,提供的压
缩空气流经调节和稳压装置,然后经试
验件外腔的20个均布进气孔流入实验
其 件的外罩壳体,再经旋转盘外缘两盘罩
间形成的环形缝隙进入旋转盘腔,沿盘
面径向内流,最后从盘心处轴向流出。
旋转盘由30kW的交流电机驱动,其转
速由电磁调速控制器进行调节和控制,
电机的最大转速为1200r/min,经变比
为1:3的皮带轮带动空心主轴旋转。转
速在0~3600r/min内连续可调。

旋转盘半径335毫米,进口间隙 $S_1=10$ mm,两盘间距 $S_2=60$ mm,如图2所 示。

流量由安装于主通道的热式气体 质量流量计测量,旋转盘转速由光电式 数字转速表测定。

1.2 测试装置

为了完整获得引气腔内速度场分 布,本文应用PIV技术完成了流体速度 测量。

对于压力测量,由于本实验所测试 的流场流动相对比较复杂,流场中漩涡 较多,流动速度方向不易判断,所以采 用对气流偏斜角不敏感的探针进行测量,克服以往测量静压、速度,然后进行转换的传递误差,可以提高测量精度, 减小误差。

热电偶被应用于旋转盘表面温度 测量,通过求解旋转盘温度场,获得引 气腔内气体的对流换热特性。

2 流动实验结果分析 2.1 测量位置

受设备能力的限制,本实验采用二 维PIV测试系统,为了能够真实反应旋 转腔中的流场,如图4所示,分别测试了 互相垂直的r-Z截面和r-ω截面的速度 场,经过数据处理之后,可以得到速度 场的完整信息。

2.2 测量状态

为了获得流量系数 $C_w(C_w=m/\mu R,$ 式中m为进气流量, μ 为气体动力黏度) 和旋转雷诺数 $Re_\omega(Re_\omega=\omega R^2/\nu,$ 式中 ω 为 转盘角速度, ν 为运动黏度)对速度场的 影响规律,实验对不同流量和不同转速 下的速度场进行了分别测量,测试状态 如表1所示。



图3 实验装置

2.3 误差分析

本实验中由于示踪粒子尺寸在 2~5µm之间,流量和转速相对较小,粒 子跟随性很好,所以粒子产生的跟随性 误差可以忽略不计。另外由于测量的视 场较大,本实验把每个测试面都分段 测量然后连接在一起,所以虽然是全 场测量,各点测试精度仍然可以达到 1%~2%。由于旋转盘腔内测量情况复 杂,同时反光等的环境噪声因素影响较 大,加之流动复杂,存在不同尺度的涡 旋,所以,在本次测量中对于主流和大 尺度漩涡的测量精度估计在5%以内。

2.4 结果分析

图5为不同流量不同转速下 r-Z面的流线图(图中的位置与图2 中坐标定义相对应),从图中可以 清晰地看到源区充满了旋转腔,源 区有清晰的回流区,PIV实验显示 的流动形态与图6中CFD计算的结 果非常相似,证明了数值计算和理 论分析的准确。

图7为不同流量、不同转速下 r-ω面的流线图,从图中清晰的看 到,随转速的提高,由于黏性的作用 盘腔内流体沿切向的速度分量增加 较大,随切向的速度分量的增加,离 心力和径向哥氏力增加,对流体的 径向内流产生很大的阻力。

流量系数的增加使惯性力的 影响加强,削弱由于黏性力引起的 强烈旋转,减小流体的切向速度分 量,一定程度上能够减少离心力和 径向哥氏力的影响。

工程中将旋转盘腔中流体当 地速度切向分量与转盘当地圆周 速度的比值称为旋流系数:

 $=\frac{V}{r}$ (1)

它表征的是旋转盘对流体的

作功能力,它受转速、入口流量、 盘腔形状等因素影响,是判断旋 转盘腔流动的重要无量纲参数, 应用于分析盘腔的流动损失。如 何确定旋流系数是分析盘腔流动 的重点,工程设计中采用理论分 析和数值计算方法,但多是基于 经验数据的处理。PIV技术测量的 图像可以定量分析旋流系数,无 疑是旋转盘腔实验技术的重大贡 献。图8是某状态下的旋流系数分 布,图中可以看出,由于黏性的影 表1 测试状态

Re C _w	7.95×10 ⁴	2.38×10⁵	3.97×10⁵
3. 12×10^3	\checkmark	\checkmark	\checkmark
6. 65×10^3	\checkmark	\checkmark	\checkmark
1.32×10^{4}	\checkmark	\checkmark	\checkmark

响,盘带动流体旋转,依据角动量守恒原理, 随半径减小,流体的相对旋转速度增加,在一 定位置会超过当地盘的转速,形成数倍于当 地旋转盘转速的旋转核。

3 **总压实验结果分析** 3.1 误差分析





图5 r-Z面流线图



图6 CFD计算流线图

探针测试的误差在2%以内,高 精度压力变送器的误差1%,考虑实 验台震动、气流波动引起的误差应该 在3%以内,所以实验的误差应该在 3%~6%,实验结果在工程分析中是可 以接受的。

3.2 总压损失

为了方便直观的分析压力损失变 化情况,旋转盘腔的分析多采用旋转坐 标系(非惯性坐标系),以便把旋转的影 响单独表现出来。

在旋转坐标系下对径向进气旋转盘 腔的流体进行受力分析,如图9所示,径 向内流具有较大的径向速度V,,会产生很 大的正切向哥氏力(-2 ×V,),这会引 起流体的顺转向加速,而顺转向的相对速 度V,,又产生正径向哥氏力(-2 ×V,), 抵制气流的向内流动,产生很大的总压 损失;当然流体也受离心力作用,所以 离心力和径向哥氏力是径向内流的主 要阻力。

图10给出了不同流量下总压损失 随旋转速度的变化规律:在同一流量 下,随着旋转速度的增加,总压损失增



图7 r-ω面流线图

加,这是由于随着旋转的增加,受黏性 的影响,流体速度的切向分量增加,径 向哥氏力增加,阻碍流体的径向流动, 所以压力损失随旋转速度的增加而变 大。在图上可以看到在较小的流量时, 随旋转速度的增加,压力损失的变化 梯度更大,甚至可以得出这样的结论, 如果转速更高,则径向进气旋转盘腔 的总压损失过大,甚至会阻塞流体的 径向流动。

图11显示的是在不同旋转速度下, 总压损失随流量变化的规律。相比于随 旋转速度的变化规律,随流量变化的规 律则比较复杂。

流量的增大对总压损失的影响有 两个方面:其一,流量的增加会导致摩

擦损失的增加;其二,流量的 增加会削弱旋转的影响,减小 径向哥氏力和离心力的阻力 作用。

所以,在高速下由于黏 性力作用流体速度的切向分 量增加,由旋转引起的压力损 失很大,流量的增加首先会削 弱旋转的影响,增大惯性力的 影响而减小黏性力的影响, 即增加流动压力,减少了总压 损失;但随着流量增加导致的摩擦损失的不断增加,流体的总压损失会逐渐增加,最后总体的总压损失仍然呈现上升 趋势。

在低转速下,旋转影响不强,径向 哥氏力和离心力的影响与流动摩擦损 失相比较小,流量增加导致的摩擦损失 增加是旋转盘腔流动总压损失的主要 影响因素,所以随流量的增加,总压损 失增加。

4 换热实验结果分析 4.1 误差分析

实验的误差有直接测量误差和间接 测量误差,本文直接测试的误差有:温度 测试误差±0.5℃,流量测试误差5%,转



图8 旋流系数分布图



图9 受力分析图



图10 总压损失随旋转速度变化



图11 总压损失随流量变化

速测量误差±1r/min。同时,在传热实验 中,由于实验中采用的绝热材料并不能 完全绝热,必须考虑热损失引起的误差, 参考文献[3]详细分析了热损失 对实验结果的影响,本文计算中 采用了该分析方法。综合分析以 上的影响因素,根据误差传递原 理,可以分析得出努赛尔特数的 误差应该在10%~30%,在工程 分析中是可以接受的。

4.2 测试方法

本实验研究的主要目的 是要确定不同工况下旋转盘表 面的局部对流换热系数、平均 努塞尔数 因此需要知道旋转 盘面的局部热流密度分布。在 高速旋转的盘上测出盘面各点 的热流密度是极为困难的。因 此,实验测得了旋转盘冷却表 面和加热表面的温度分布,其 他表面绝热,如果假设旋转盘 是轴对称模型,则边界条件是 封闭的,如图12所示,可以通过 求解LAPLACE方程得到旋转 盘内的温度分布,进而求得热 流密度。本文分析的是稳态温 度场实验数据,所以根据热平 衡条件,旋转盘表面传导出的 热量等于冷气对流换热带走的 热量,下面公式成立:

$$h = \frac{q}{T_{\rm w} - T} \tag{2}$$

$$Nu = \frac{hr}{\lambda} \tag{3}$$

式中q为壁面导出的热 流,可以从LAPLACE方程求 得,h为盘表面局部对流换热系 数,r为转盘半径, λ 为流体导热 系数, T_w 为转盘表面温度,T为 冷气进口温度。

公式(2)为局部对流换热系数的计 算方法,公式(3)为局部努赛尔特数Nu 的计算方法,如果将q和T_w整理成按面 积平均的结果就可以求得平均对流换 热系数h_{av}和平均努赛尔特数Nu_{av},进而 可以得出平均努赛尔特数随流量系数 和旋转雷诺数的变化规律。

4.3 盘面温度分布

实验时测定了不同工况下转盘表 面的温度分布,如图13所示。可以看到, 在同一流量,不同转速的各种工况下, 随着旋转盘半径的增加,盘面温度逐渐 上升,且温度梯度不断增大。这是由于 采用盘缘加热的方法导致的,热量从盘 缘(高半径处)向盘心(低半径处)传导, 同时在高半径处,热边界层刚刚形成, 冷气与盘面进行的对流换热较强,在低 半径处,由盘缘传导来的热量较少致使 温度逐渐趋于平缓,在盘心处由于绝 热,温度梯度几近为零。

加热量不变,流量一定,随着转速 的提高,换热得到强化,盘面温度总体 呈下降趋势,但温度分布规律无明显变 化,同样,加热量不变,转速一定,随着 流量的增加,换热也会得到强化,盘面 温度总体呈现下降的同样规律。

4.4 盘面平均努赛尔特数

平均努赛尔特数在工程应用比较 广泛。图14给出了平均努赛尔特数随



图12 旋转盘表面传热分析

2011/4 航空科学技术 63



图13 不同转速时盘面温度分布

旋转雷诺数和流量系数的变化规律,由 于流量和转速的增加都会强化换热,所 以图14a中平均努赛尔特数随着流量系 数的增大而增加,较低流量系数时变化 梯度较大,但随流量系数的增大,变化 趋势趋于平缓,表明在低流量系数时变化 趋势趋于平缓,表明在低流量系数情况 下,旋转雷诺数对Nu的影响明显。图14b 表明流量系数一定的情况下,旋转雷诺 数的增加使得平均努赛尔特数增大,并 基本呈线性变化,由于随旋转的增加, 粘性力作用明显,导致流体速度的切向 分量(转速)迅速增加,强化换热,无论 实验还是理论分析都证明,在较高工作 状态,平均努赛尔特数受旋转雷诺数的 影响更明显。 1)旋转雷诺数和流量系 数是引气腔流场的主要影响因 素,流体切向速度随旋转雷诺 数的增加而增加,随流量系数 的增加而减少,并沿半径的减 小而增大。旋流系数与切向速 度的变化规律相同,沿半径减 小方向逐渐增大,在某一位置 超过1,使流体的切向速度超过 当地转盘的旋转速度,形成快 速旋转核心。

2) 引气腔的复杂流动决

定了其总压损失的复杂性:引气腔的总 压损失随旋转雷诺数的增加而增加。随 流量系数的变化规律较复杂,在较小旋 转雷诺数下,总压损失随流量系数的增 加而增加,在较大旋转雷诺数下,总压 损失随流量系数的增加先减小后增加。

3) 径向哥氏力和离心力是形成 总压损失的主要因素,在高转速下,径 向哥氏力的作用超过离心力的影响。

4)引气腔内旋转盘表面温度分 布呈现出外高内低的形态,实验和数值 模拟都证明表面温度可以用二次曲线 进行近似准确拟合。

5) 旋转雷诺数的增加和流量系数 的提高,都会使旋转盘表面的平均对流 换热系数和平均努赛尔特数增大,增强 旋转盘表面的换热。

本文研究的题目为空气系统研究



图14 转盘表面平均努赛尔特数分布

本文主要得到以下结论:

5 结论

课题,其目的是为空气系统设计、热分 析提供实验验证。实验较好的完成了计 划要求,可以应用于航空发动机的设 计,但是仍然有许多可以改进的地方:

 1)实验主要研究的是流量系数和 旋转雷诺数对流动换热的影响,在这个 过程中忽略了一些次要因素的影响,如 进口形状和盘腔形状等,在经验公式的 应用中需要给予考虑。

 2)由于研究的是引气旋转腔,所 以测试信号的可靠性进行了详细校核, 给出详尽的误差分析,但是旋转测试的 误差仍然影响较大,所以应该不断应用 先进测试手段,以提高测试精度。

3)所给出的经验关系式有其应用 范围,应严格在其实验范围内应用,如 果需要超范围使用,应该完成真实航空 发动机的台架验证试验,给出其修正系 数。

参考文献

[1] Owen J M, Pincombe J R, Rogers R H. Source-sink flow inside a rotating cylindrical cavity. [J]. Fluid Mech, 1985,155:233-265.

[2] Brillert D, Lieser D, Reichert A W, Simon H. Total pressure losses in rotor systems with radial inflow[R].ASME paper No. 2000–GT–0283, May 2000.

[3] Firouzian M, Owen J M, Pincombe J R, Rogersa R H. 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, Rogersa R H.Flow and heat transfer in a rotating cylindrical cavity with a radial inflow of fluid Part 2: velocity, pressure and heat transfer



一种多级轴流压气机特性预估方法探讨

A Discussion of a Multi–Stage Axial Compressor Performance Prediction Method

张跃学 郭捷 赵勇/中航工业沈阳发动机设计研究所

摘 要:概述了压气机设计体系的发展历程,介绍了轴流压气机设计技术,并结合多级轴流压气机的设计特 点,提出了三维修正S2流面分析程序的多级轴流压气机性能预估方法,通过对比,验证了该方法的精度比单 纯的三维计算的精度高,为多级轴流压气机的性能预估提供了一个新的工具。

关键词:多级轴流压气机;特性预估;修正

Keywords: multi-stage axial compressor; performance prediction; correction

0引言

一个世纪以来,伴随着气动热力 学、计算流体力学的发展,轴流压气机 的设计体系在不断进步,带动着压气机 设计水平的提高。20世纪初采用螺桨理 论设计叶片;20~30年代,采用孤立叶型 理论设计压气机;30年代中期开始,由 于叶栅空气动力学的发展和大量平面 叶栅试验的支持,研制了一系列性能较 高的轴流压气机;50年代开始采用二维 设计技术,用简单径向平衡方程计算子 午流面参数,叶片由标准叶型设计;70 年代,建立了准三维设计体系,流线曲 率通流计算和叶片—叶片流动分析是 这一体系的基础,可控扩散叶型等先进 叶型技术得到应用;90年代以来,全三

measurements [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1986,7(1):21–27.

[5] Yu X, Lou X. PIV measurements of the flow in a rotating cavity with a radial inflow [J]. Heat Transfer Research, 2010,41(8).

[6] Chew J W, Snell R J. Prediction of the pressure distribution for radial 维流场分析技术的进步促进了压气机 设计技术的快速发展,并将全三维流场 分析补充至准三维设计体系,设计体系 流程图见图1。

1 轴流压气机设计技术分析

目前,多级轴流压气机设计体系主 要包括准三维设计技术和全三维设计 技术。

1.1 准三维设计技术

1952年,吴仲华教授提出了S1-S2 流面理论,并在这一理论的基础上建立 了压气机准三维设计系统。目前,基于 S1-S2流面计算的准三维设计技术仍 然是国内外压气机设计体系的核心。

准三维设计系统主要包括一维平

inflow between co-rotating discs [R]. ASME paper No. 88-GT-61, June 1988.

[7] 徐国强, 陶智, 丁水汀. 中心进 气旋转盘流动与换热的数值研究[J]. 航 空动力学报,2000,15:169-173.

[8] 吉洪湖, Cheah S C, Iacovides H, Jackson D C, Launder B E. 旋转盘腔流 场速度与压力的实验研究[J]. 工程热物 理学报,1997,18:300-305.

[9] 于霄,罗翔,许国强.用PIV技术 测量径向进气旋转盘腔内的流动[J].航 空动力学报,2009,24(11):2483-2488.

均流线计算程序、S2流面设计程序、叶

作者简介

于霄,博士,高级工程师,从事航空 发动机内流冷却和热分析的设计工作。



图1 轴流压气机设计体系流程图

2011/4 航空科学技术 | 65