

双 U 形管束换热器压降和热效率模型实验

刘喜岳¹, 张靖周^{1,2}, 李刚团³, 康涌³

- (1. 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;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 在低速风洞上实验研究了双 U 形管束换热器压降特性以及热效率, 着重对比了 U 形管截面形状和换热器安装角的影响。结果表明, 在相同的 U 形管管内平均速度下, 椭圆管换热器的管内压降高于圆管换热器, 在较高的管内平均速度下两者的差异更为明显; 对于外部流动, 换热器安装角增大所诱导的外部流动压降显著增加, 在较小的换热器安装角下, 椭圆管换热器的管外压降略大于圆管换热器, 而在较大的换热器安装角下, 椭圆管换热器的管外压降则显著低于圆管换热器; 安装角为 30° 的换热器传热系数较安装角为 10° 时可以提高约 50%, 在密流比为 0.4 时, 椭圆管换热器的热效率相对于圆管换热器约有 6% 的增加。

关键词: U 形管束换热器; 安装角; 管截面形状; 压降; 热效率

中图分类号: V231.1⁺²

文献标志码: A

Model experiment on pressure drop and thermal efficiency of double U-shaped tubes heat exchanger

LIU Xi-yue¹, ZHANG Jing-zhou^{1,2}, LI Gang-tuan³, KANG Yong³

- (1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;
3. China Gas Turbine Establishment, Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: Pressure drop and thermal efficiency of double U-shaped tube heat exchanger, especially the effects of tube cross-sectional shape and heat exchanger inclined angle, were experimentally investigated in a low-speed wind tunnel. The results show that the internal pressure drop for the elliptical tube heat exchanger is bigger than the circular tube heat exchanger under the same averaged flow velocity inside the U-shaped tube. The difference between two different heat exchangers is more obvious under higher flow velocity inside the U-shaped tube. For the external flow, the pressure drop is significantly increased with the increase of the heat exchanger's inclined angle. Under small inclined angle, the external flow pressure drop for the elliptical tube heat exchanger is somewhat higher than the circular tube heat exchanger. However, the pressure drop outside the elliptical tube heat exchanger is significantly lower than the circular tube heat exchanger under big inclined angle. The overall heat transfer coefficient of heat exchanger with 30 degree inclination is about 50% higher than that with 10 degree. Under the density flow ratio of 0.4, the thermal efficiency of elliptical tube heat exchanger is increased about 6% in relative to the circular tube heat exchanger.

收稿日期: 2014-09-11

作者简介: 刘喜岳(1986-), 男, 辽宁大连人, 博士生, 主要从事航空发动机流动传热研究。

Key words: U-shaped tubes heat exchanger; inclined angle; tube cross-sectional shape; pressure drop; thermal efficiency

间冷回热涡扇发动机是在简单的发动机循环基础上加入了间冷和回热两个环节^[1],如图 1 所示.间冷器的应用降低了高压压气机进口温度,减小了高压压气机耗功,同时增大了回热器中空气和燃气的温差,提高了回热效率;高压压气机出口气流再与低压涡轮出口燃气通过回热器进行热交换,有效利用了涡轮出口燃气余热,增加了进入燃烧室的空气温度,在涡轮前温度不变的前提下可以减少燃烧室供油量,增大了发动机热效率,耗油率也相应降低.目前间冷回热涡扇发动机是得到关注的环境友好概念发动机之一^[2-4].

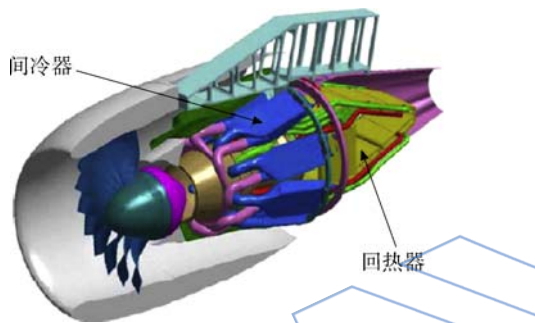


图 1 间冷回热涡扇发动机示意图^[1]

Fig. 1 Schematic diagram of intercooled recuperated core turbofan engine^[1]

回热器和间冷器是间冷回热涡扇发动机的核心部件,只有在一定的条件下才能体现出间冷回热循环的优势^[5].国外对于间冷回热涡扇发动机中的换热器流动换热特性以及设计技术开展了大量的研究工作,提出了多种回热器和间冷器的结构形式和布置方式^[6-8].其中,紧凑式双 U 形管束换热器是回热器的主要结构形式, Missirlis 等^[9-10]针对这种形式的换热器外部流动压降和传热开展了系列对比研究,并在欧盟研制的间冷回热涡扇发动机原理样机上加以应用. Schoenenborn 等^[11]对回热器在真实环境下的耐温强度和气动载荷进行了理论分析,研究表明双 U 形管束换热器具有较长的工作寿命. Matos 等^[12-13]针对不同管截面形状(下文简称管形)的叉排管束开展了流动换热的研究,研究结果表明相对于圆形管束,椭圆形管束具有较低的外掠流动压力损失,对流换热能力也受到一定程度的降低. Wilson 等^[14]对顺排圆形管束开展了流动损失的实验研究,通

过实验归纳出压降随平均速度的变化关系. Choi 等^[15]对单个 U 形管内部流动换热进行了研究,分析了 U 形管曲率对流动换热的影响并归纳出相应的准则经验公式,为 U 形管换热器优化设计提供了依据. Yakinthos 等^[16]采用多孔介质模型数值研究了 U 形管换热器在喷管内的排布形式对喷管内部气流流动的影响,并对喷管的结构和换热器的安装角进行了优化. Albanakis 等^[17]在低速风洞中实验研究了椭圆形管束对主流流动的压降特性影响,研究表明来流攻角对主流流动的压降影响最为显著,在相同的主流质量流量(下文简称流量)进口条件在,具有较高温度的主流所引起的压降损失也相对较高. Kritikos 等^[18]采用 CFD 方法数值研究了阵列叉排椭圆管束表面的对流换热特性,研究结果表明前列椭圆管束的表面对流换热高于后排管束,阵列管束中各排之间的单排回热效率因此而存在较大的差异.

在间冷回热涡扇发动机中,换热器的传热效能和流动阻力是结构设计的关键性能.尽管气流外掠管束是一个经典的流动传热问题,但在间冷回热涡扇发动机喷管中,双 U 形管束换热器与经典的平直管束阵列在结构形式上具有很大的差异,且气流与 U 形管束的相对流动方向更为复杂,目前对流体外掠双 U 形管束换热器的流动和传热特性尚缺乏充分的认识.

本文设计了截面形状为圆形和椭圆形的两种双 U 形管束换热器模型,并在低速风洞中针对该类型换热器内部和外部流动的压降特性以及传热特性进行了实验研究.尽管模型实验条件与发动机真实状态差别很大,模型实验的目的在于:一方面对换热器管形以及换热器安装角进行对比研究;另一方面获得的实验结果可以为数值计算提供验证数据.

1 换热器模型

双 U 形管束换热器模型如图 2 所示,换热器结构示意图如图 2(a)所示.换热器内部气流由进气集气管进入,通过对置的双 U 形管流入出气集气管,外部气流以一定来流攻角掠过换热器,从而实现热量交换.该换热器在进气和出气集气管上排布阵列 U 形管束,本文设计的双 U 形管束换热器如图 2(b)所示,换热器长度为 580 mm,宽度为

140 mm(垂直于纸面),高度为 160 mm. 在垂直于纸面的宽度方向,集气管两侧各安装一定排数的 U 形管,均以 4-3-4 的叉排形式布置. U 形管最小曲率半径 R_1 为 25.5 mm,最大曲率半径 R_2 为 64.4 mm,U 形管的截面形状有圆形和椭圆形两种,排布方式和几何参数分别见图 2(c)和图 2(d),管道的壁厚均为 0.5 mm,材料为 1Cr18Ni9Ti 不锈钢管. 圆管换热器的单侧管排数

为 35 共计 246 根管,椭圆管换热器为 41 排共计 288 根管,两者总的管束内部流通截面面积相当,模型实验件如图 2(e)所示.

2 实验方案与数据处理

2.1 实验方案

实验在低速风洞上进行. 实验系统如图 3(a)所示,换热器外部气流由高压风机提供,经标准孔板流量计、燃烧室、整流段和扩压段后进入测试段,在距换热器前端上游和尾端下游 435 mm 的位置安装总压耙和总温耙以测量截面平均总压和总温,总压耙和总温耙在通道的高度方向上布置 19 个测点,测点间距为 2 cm. 换热器内部气流由单螺杆空气压缩机提供,经过标准孔板流量计后进入双 U 形管束换热器的进气集气管,经双 U 形管束进入换热器的出气集气管后再通过出气集气管端所连接的直管(长度为 200 mm)排出,在换热器进气集气管前和出气集气管后分别测量温度和压力. 测试段为矩形通道,矩形通道的长度为 2300 mm,宽度为 150 mm,高度为 400 mm,将换热器布置于矩形通道内,安装角 α 的调节范围为 $0^\circ \sim 30^\circ$,如图 3(b)所示.

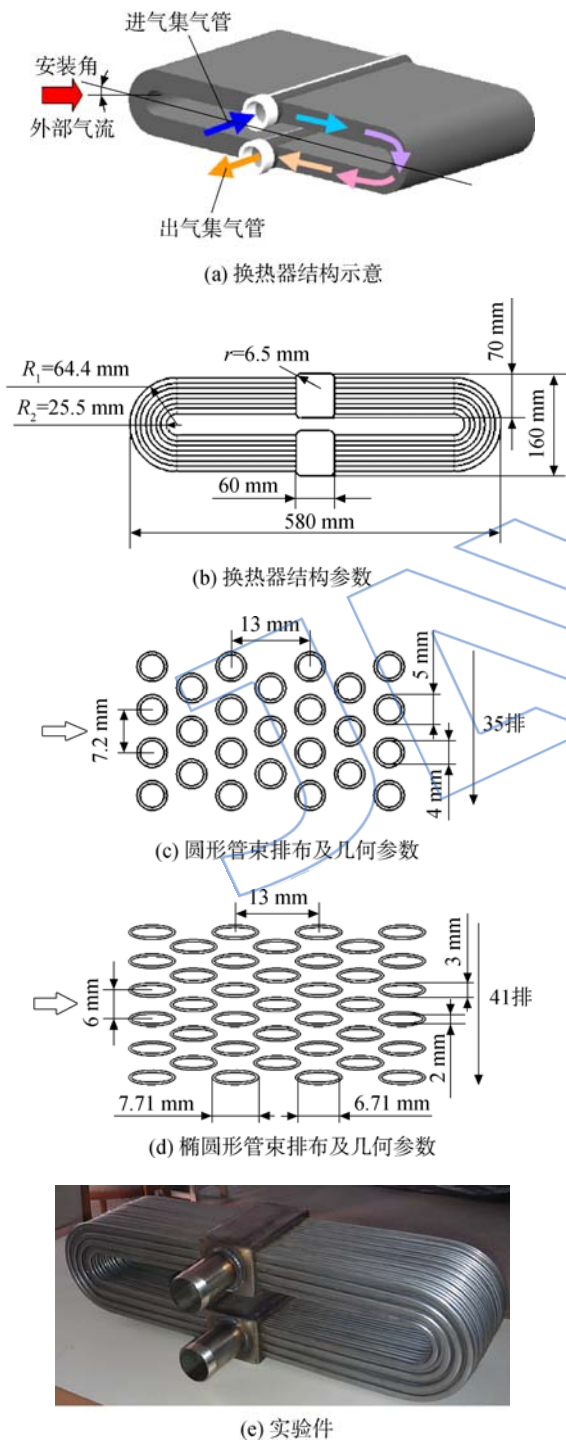


图 2 双 U 形管束换热器模型

Fig. 2 Double U-shaped tubes heat exchanger model

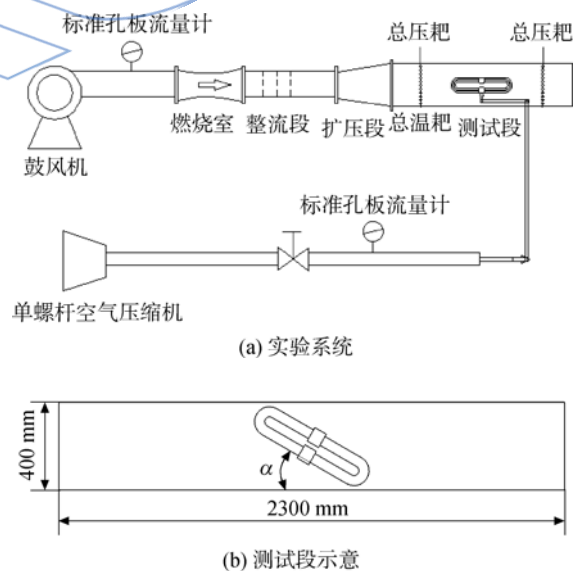


图 3 实验模型与实验系统

Fig. 3 Experimental model and experimental system

换热器内部流动和外部流动的压降测试在冷态条件下进行,通过调节高压风机和单螺杆空气压缩机改变换热器内部和外部气流的流量,气流温度为 293 K;换热器传热实验中,保持高温燃气流量不变,气流温度加热至 760~815 K,改变

换热器内部的气流流量,在进行每组实验时,对换热器内部冷气流的出口温度进行监控,待其趋于稳定后,再对换热器外部气流出出口温度进行测量,从而确定其回热效率。

2.2 压降特性数据处理

实验过程中改变换热器内部和外部的气流质量流量。鉴于换热器内部单个 U 形管的流量分配存在不均匀性,本文以总体平均的单个 U 形管的内部流动雷诺数进行数据处理,即

$$Re_1 = \frac{\rho_1 u_1 d_e}{\mu_1} = \frac{m_1 d_e}{n A_e \mu_1} \quad (1)$$

式中 u_1 为单管内部的气流平均速度, d_e 为单管内流的特征水力直径, m_1 为换热器内部流动总的质量流量, n 为 U 形管的数量, A_e 为单管内部流动截面积。

换热器外部流动雷诺数以单个 U 形管的外截面水力直径作为特征长度加以定义

$$Re_2 = \frac{\rho_2 u_2 D_e}{\mu_2} \quad (2)$$

式中 u_2 为矩形通道的进口速度, D_e 为单个 U 形管外截面的水力直径。

相对压降定义为

$$\pi_i = \frac{\Delta p_i}{p_{\text{inlet},i}} \quad (3)$$

压力损失系数定义为

$$\zeta_i = \frac{\Delta p_i}{\rho_i u_i^2 / 2} = \frac{p_{\text{inlet},i} - p_{\text{outlet},i}}{\rho_i u_i^2 / 2} \quad (4)$$

式中下标 i 取 1 和 2, 分别对应内部和外部流动。对于换热器内部流动, p_{inlet} 和 p_{outlet} 分别为换热器进气集气管进口和出气集气管出口的总压, u_i 为单管内部的平均速度; 对于换热器外部流动, p_{inlet} 和 p_{outlet} 分别为换热器前端和后端的截面平均总压, u_i 为矩形通道的进口速度。

2.3 传热特性数据处理

换热器的回热效率是评价换热器换热性能的主要参数, 定义为

$$\eta = \frac{T_{1,\text{outlet}} - T_{1,\text{inlet}}}{T_{2,\text{inlet}} - T_{1,\text{inlet}}} \quad (5)$$

式中下标 inlet 和 outlet 分别表示进口和出口。回热效率越高, 反映出冷却气流被加热的程度越高。

在实验过程中, 由于高温燃气的温度控制存在 $-1\% \sim 1\%$ 内波动, 加之热电偶的测温温差范围为 $\pm 1\%$, 按照误差传递分析, 本文的回热效率实验误差在 $-5\% \sim 5\%$ 范围内。

影响换热器回热效率的因素非常复杂。对于

一个特定结构的换热器, 换热器内部和外部对流换热与相关流动的雷诺数密切相关。由于换热器的回热效率与其内部和外部的对流换热状况高度耦合, 因此换热器外部流动雷诺数和内部流动雷诺数的相对关系则具有重要的影响。

根据式(1)和式(2), 比较得到

$$\frac{Re_2}{Re_1} = \frac{\rho_2 u_2 D_e}{\mu_2} \cdot \frac{\mu_1}{\rho_1 u_1 d_e} = \frac{\rho_2 u_2}{\rho_1 u_1} \cdot \frac{D_e}{d_e} \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \quad (6)$$

考虑到本文实验中换热器外部和内部气流的温度比、以及 U 形管内外径基本是恒定的, 因此引入换热器外部高温气流进口处密流与换热器单管进口处密流的比值作为表征换热器内外流动对换热器传热性能的影响因素。密流比定义为

$$\Psi = \frac{(\rho_2 u_2)_{\text{inlet}}}{(\rho_1 u_1)_{\text{inlet}}} \quad (7)$$

换热器的传热系数定义为

$$h = \frac{\Phi}{A \Delta T_m} \quad (8)$$

式中 Φ 为换热器总的换热热流量, 可以根据换热器内部气流的进出口温度测量值确定; A 为换热器总的换热面积, ΔT_m 为内部、外部气流通过换热器时的对数平均温差, 鉴于换热器外部高温气流的温度变化很小, 因此, 本文按照逆流流动方式确定对数平均温差。

$$\Phi = m_1 c_{pl} (T_{1,\text{outlet}} - T_{1,\text{inlet}})$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{2,\text{inlet}} - T_{1,\text{outlet}}) - (T_{2,\text{outlet}} - T_{1,\text{inlet}})}{\ln \frac{T_{2,\text{inlet}} - T_{1,\text{outlet}}}{T_{2,\text{outlet}} - T_{1,\text{inlet}}}} \quad (9)$$

式中 c_{pl} 为管内流体的比定压热容。

3 实验结果与分析

3.1 换热器内部流动阻力特性

图 4 给出了两种管形换热器管内相对压降随 U 形管管内进口平均马赫数 (Ma_1) 的变化趋势。随着 U 形管管内进口平均马赫数增加, 气流在换热器内部流动的相对压降均逐渐增加, 且相对压降增幅梯度在较高的进口平均马赫数下更为显著。相对而言, 椭圆管换热器的内部流动相对压降要高于圆管换热器, 在较高的进口平均马赫数下两者的差异更为明显, 这是由于椭圆截面的 U 形管内部的气流与管壁的接触周长要远远大于圆形管, 导致壁面摩擦阻力的增加, 且椭圆截面 U 形管在弯曲折转段形成的局部流动阻力也较圆管更为显著; 同时, 注意到在本文的实验中, 换热器内

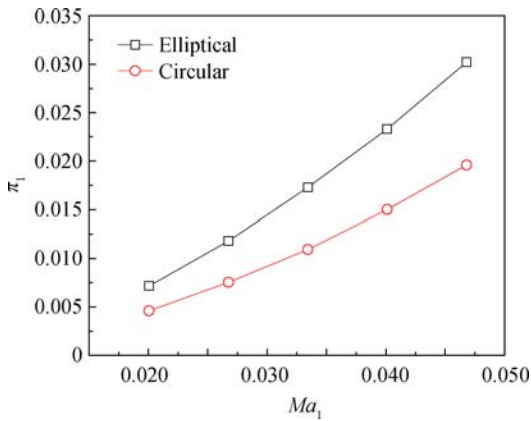


图 4 换热器内部流动相对压降

Fig. 4 Relative pressure drop of internal flow of heat exchanger

部的压降还包含在集气管中的流量分配和收集过程,椭圆形管束由于管数较多且单管面积较小而诱导较大的流动损失.因此,在双 U 形管束换热器设计中,管内的气流速度不宜太大,尤其是采用椭圆形截面的 U 形管.

图 5 给出了两种管形换热器内部流动压力损失系数随内部流动雷诺数的变化趋势.可以看出,在相同的内部雷诺数下,椭圆形管的内部压力损失系数较圆形管高出 35% 左右.

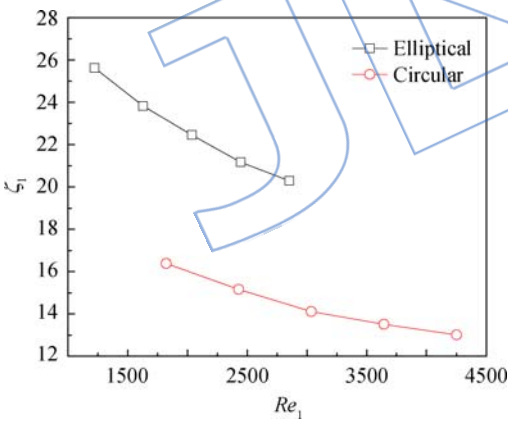
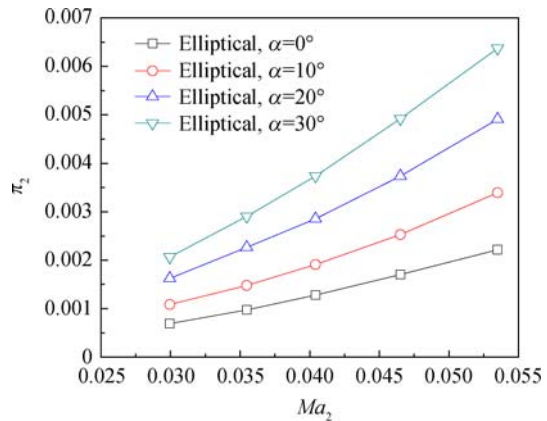


图 5 内部流动压力损失系数变化

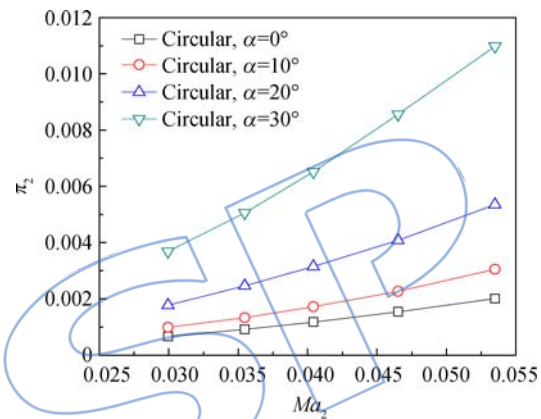
Fig. 5 Variation of pressure loss coefficient of internal flow

3.2 换热器外部流动阻力特性

图 6 给出了两种管形换热器在不同安装角下的外部气流流动的相对压降随矩形通道进口马赫数 (Ma_2) 的变化趋势.可以看出,在矩形通道内置换热器的不同安装角下,随着矩形通道进口马赫数的增加,气流外掠通道内置换热器的相对压降均逐渐增加,且相对压降增幅梯度在较高的速度



(a) 椭圆管换热器



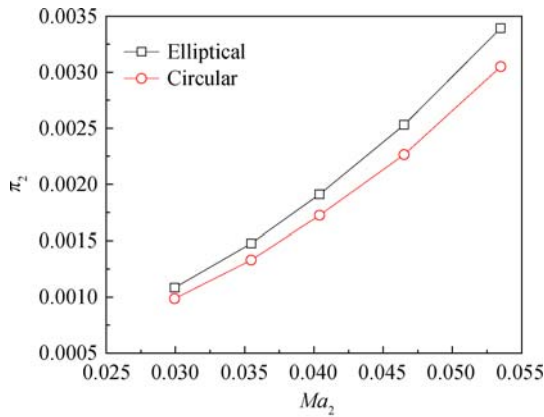
(b) 圆管换热器

图 6 换热器外部流动相对压降

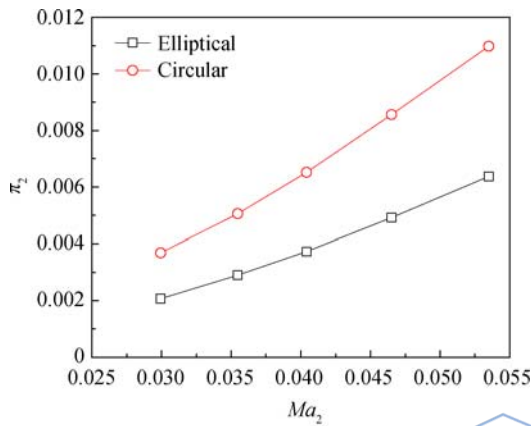
Fig. 6 Relative pressure drop of external flow of heat exchanger

下更为显著.在相同的进口马赫数下,换热器的安装角越大,导致换热器模块在矩形通道横截面上的迎风面积增加,对外部气流的流动形成的干扰越强,所诱导的相对压降也越大.

图 7 直观地对比了换热器安装角为 10° 和 30° 时椭圆管换热器和圆管换热器在矩形通道内外部气流流动的相对压降随进口马赫数的变化趋势,从图中可以看出,在较小的换热器安装角度下,椭圆管换热器的管外相对压降略大于圆管换热器;在较大的换热器安装角度下,椭圆管换热器的管外相对压降则显著低于圆管换热器.尽管对于外部气流外掠换热器管束流动而言,椭圆形管相对圆形管具有较优的低阻流动型面,但由于其流通截面较小而排布得更为紧凑.在较小的换热器安装角下,由于换热器模块对通道的堵塞相对较弱,矩形通道内的气流可以横掠过换热器模块流过,此时,椭圆形管束的低阻流动型面所起的作用并不能得到有效的体现;然而在较大的换热器安装角度下,矩形通道内的气流大都需要穿过换热器



(a) $\alpha=10^\circ$

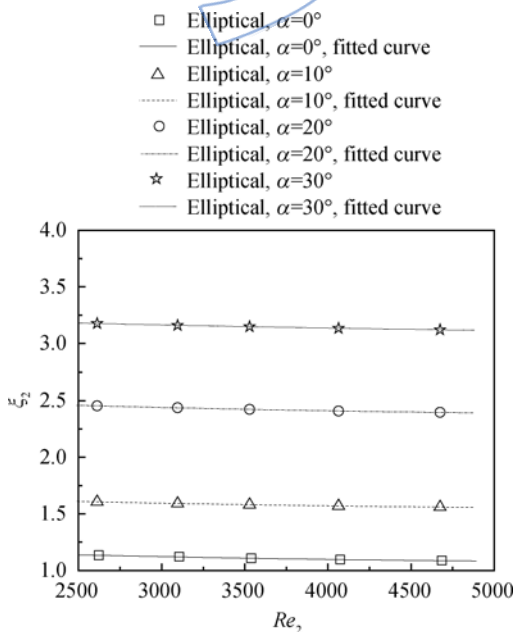


(b) $\alpha=30^\circ$

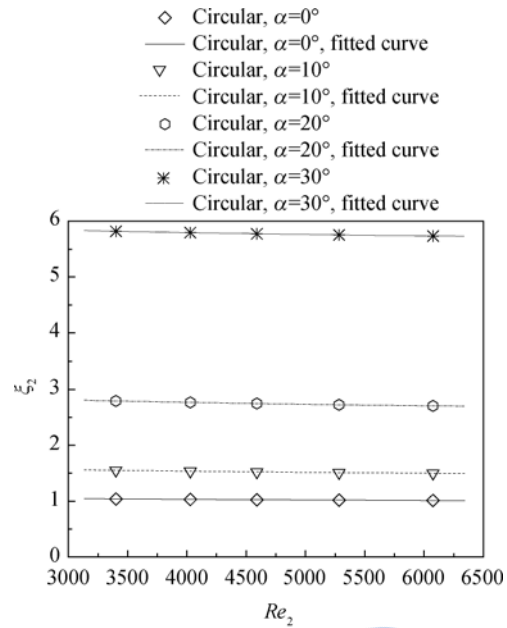
图 7 安装角对换热器外部流动相对压降的影响
Fig. 7 Effect of inclined angle on relative pressure drop of external flow of heat exchanger

管束,此时椭圆形管束的低阻流动型面得以充分体现。

图 8 给出了椭圆管换热器和圆管换热器在矩



(a) 椭圆管换热器



(b) 圆管换热器

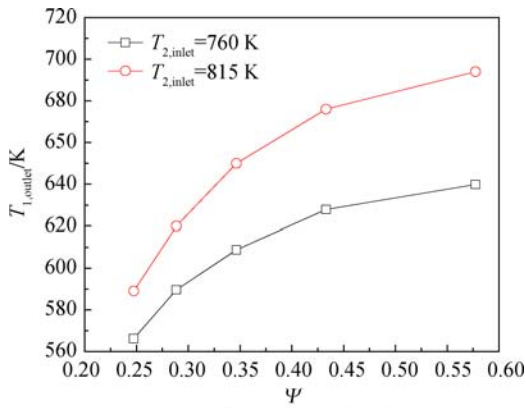
图 8 换热器外部流动压力损失系数的变化
Fig. 8 Variation of pressure loss coefficient of external flow of heat exchanger

形通道内不同安装角下的压力损失系数与外部流动雷诺数关系及拟合曲线。从图中可以看出,在本文所研究的外部流动雷诺数范围内,压力损失系数随外部流动雷诺数的变化非常微弱,换热器的安装角和管形的影响则较为显著。

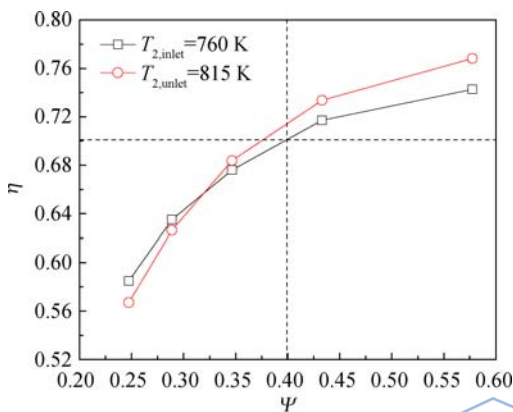
3.3 换热器传热特性

图 9 给出了在两种高温燃气进口温度条件下,安装角为 30° 的椭圆管换热器内部气流出口温度以及换热器回热效率随密流比的变化趋势。在换热器外部气流密流一定的情况下,增加密流比意味着换热器内部单个 U 形管中的气流密流减小,因此换热器内部气流的出口温度得到提升,从而有利于换热器热效率的提高;并且换热器内部气流的温度提升在较高的外部燃气流温度下更为显著,但在本文实验的外部燃气流温度范围内,换热器热效率与外部燃气流温度基本无关,燃气流温度为 815 K 时换热器热效率在较大密流比下略高于燃气流温度为 760 K 的情形,可能是高温下燃气流的辐射换热有所增强所致。要实现换热器热效率达到 0.7 左右,换热器的密流比应高于 0.4。

图 10 为换热器传热系数随 U 形管内部流动雷诺数的变化趋势,可以看出换热器传热系数随 U 形管内部流动雷诺数的增加而增加,这是管内气流流动速度增加带来的管内对流换热增强所



(a) 换热器内部气流出口温度



(b) 换热器回热效率

图 9 外部气流温度对换热器传热性能的影响

Fig. 9 Effect of external flow temperature on thermal performance of heat exchanger

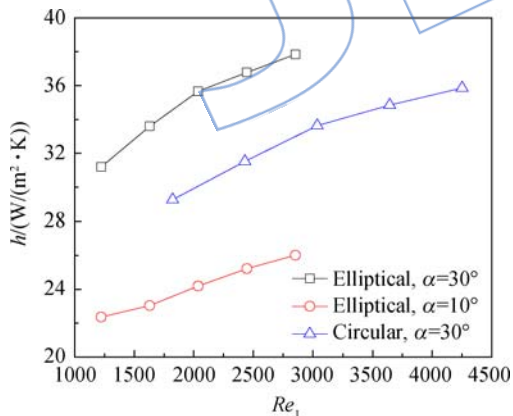


图 10 换热器传热系数的变化

Fig. 10 Variation of heat transfer coefficient of heat exchanger

致;对比换热器的安装角,当安装角为 30°时,尽管管内的气流流动和换热与安装角度为 10°时差异很小,但由于换热器外部气流以较大攻角外掠管束时引起的 U 形管束外部对流换热增强,因此换热器的传热系数有显著的提高,以椭圆管换热

器为例,在本文所研究的 U 形管内部流动雷诺数范围内,安装角度为 30°的换热器传热系数较安装角度为 10°可以提高 50%左右;对比换热器的管形,可以明显看出椭圆管换热器较圆管换热器具有更高的传热系数。

图 11 反映了燃气流进口温度为 760 K 时,换热器管形和安装角度对热效率的影响.可以看出,换热器的安装角度对换热器热效率的影响非常突出,随着安装角度的增加,换热器热效率具有非常显著的提高,同时也应注意到其所付出的更大的流动压损代价;相对换热器安装角度,换热器管形的影响较小,在密流比为 0.4 时,椭圆管换热器的热效率相对于圆管换热器约有 6%的增加。

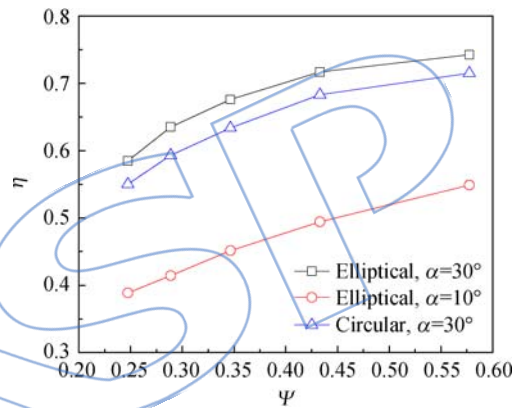


图 11 换热器安装角度和管形对回热效率的影响

Fig. 11 Effects of inclined angle and tube shape on thermal recovery efficiency of heat exchanger

综合考虑换热器管形对换热器内部、外部流动的压降和热效率的影响,与圆管换热器相比,椭圆管换热器具有相对较高的热效率,在较大的安装角度下对换热器外部气流造成的流动损失较低,但换热器内部气流流动的压降大.在真实的间冷回热涡扇发动机中,鉴于喷管中需要安装多个换热器单元体,排气流速度大且与 U 形管束的相对流动方向往往具有相对较大的攻角,换热器外部流动的压降更值得关注,因此椭圆管换热器无疑更具优势,需要对其开展进一步的优化研究。

4 结 论

本文通过实验方法研究了截面为圆形和椭圆形两种 U 形管束换热器内部和外部的流动阻力特性以及传热特性,得到了以下结论:

- 1) 在相同的 U 形管管内气流平均速度下,椭圆管换热器的管内压降显著大于圆管换热器,随着 U 形管管内平均速度增加,气流在换热器内

部流动的压降逐渐增加,且压降增幅梯度在较高的速度下更为显著。

2) 在相同的外流进口速度下,换热器的安装角度越大,所诱导的压降也越大。在较小的换热器安装角下,椭圆管换热器的管外压降略大于圆管换热器,而在较大的换热器安装角下,椭圆管换热器的管外压降则显著低于圆管换热器。

3) 安装角度为 30° 时的换热器传热系数较安装角为 10° 时可以提高约 50%,椭圆管换热器较圆管换热器具有更高的传热系数;在密流比为 0.4 时,椭圆管换热器的热效率相对于圆管换热器约有 6% 的增加。

参考文献:

- [1] McDonald C F, Rodgers C. Heat-exchanged propulsion gas turbines; a candidate for future lower SFC and reduced-emission military and civil aero-engines[R]. ASME GT2009-5915, 2009.
- [2] Kyprianidis K G, Gronstedt T, Ogaji S O T, et al. Assessment of future aero-engine designs with intercooled and intercooled recuperated cores[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2011, 133(1): 011701.1-011701.10.
- [3] 龚昊, 王占学, 康涌, 等. 间冷回热航空发动机性能计算与分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(6): 1453-1461.
GONG Hao, WANG Zhanxue, KANG Yong, et al. Performance calculation and analysis of intercooled recuperated aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(6): 1453-1461. (in Chinese)
- [4] Wilfert G, Sieber J, Rolt A, et al. New environmental friendly aero engine core concepts[R]. International Society for Air Breathing Engines, ISABE 2007-1120, 2007.
- [5] 曹梦源, 唐海龙, 陈敏. 中冷回热航空涡扇发动机热力循环初步分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(11): 2465-2470.
CAO Mengyuan, TANG Hailong, CHEN Min. Preliminary analysis of thermodynamic cycle of an intercooled recuperated turbofan engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2465-2470. (in Chinese)
- [6] Min J K, Jeong J H, Ha M Y, et al. High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines[J]. Heat Mass Transfer, 2009, 46(2): 175-186.
- [7] Kim Y G, Choi B I, Kim K, et al. Performance analysis and optimal design of heat exchangers used in high temperature and high pressure system[J]. International Journal of Aeronautical and Space Sciences, 2010, 11(1): 19-25.
- [8] Fukui K, Kawakami Y, Okamoto K, et al. Compact heat exchangers for intercooled engines[R]. International Society for Air Breathing Engines, ISABE 2011-1603, 2011.
- [9] Missirlis D, Yakinthos K, Palikaras A, et al. Experimental and numerical investigation of the flow field through a heat exchanger for aero-engine applications [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(3): 440-458.
- [10] Missirlis D, Yakinthos K, Storm P, et al. Modeling pressure drop of inclined flow through a heat exchanger for aero-engine applications[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(3): 512-515.
- [11] Schoenenborn H, Ebert E, Simon B, et al. Thermo mechanical design of a heat exchanger for a recuperative aero-engine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2006, 128(4): 736-744.
- [12] Matos R S, Vargas J V C, Laursen T A, et al. Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(20): 3953-3961.
- [13] Matos R S, Laursen T A, Vargas J V C, et al. Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(5): 477-487.
- [14] Wilson L, Narasimhan A, Venkateshan S P. Turbulent flow hydrodynamic experiments in near-compact heat exchanger models with aligned tubes [J]. Journal of Fluids Engineering, 2004, 126(6): 990-996.
- [15] Choi B I, Kim K S, Ha M Y, et al. Performance analysis and optimal design of heat exchangers used in a high temperature and high pressure system [R]. ASME Paper GT2008-50511, 2008.
- [16] Yakinthos K, Missirlis D, Palikaras A, et al. Optimization of the design of recuperative heat exchangers in the exhaust nozzle of an aero engine [J]. Applied Mathematical Modeling, 2007, 31(11): 2524-2541.
- [17] Albanakis C, Yakinthos K, Kritikos K, et al. The effect of heat transfer on the pressure drop through a heat exchanger for aero engine applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(4): 634-644.
- [18] Kritikos K, Albanakis C, Missirlis D, et al. Investigation of the thermal efficiency of a staggered elliptic-tube heat exchanger for aeroengine applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(2/3): 134-142.

(编辑:王碧珺)