

厘米级涡喷发动机热力性能试验研究

刘智刚, 杨晓军

(中国民航大学 航空工程学院, 天津 300300)

摘要:为分析微型涡喷发动机核心机部件工作特性和整机热力性能,在发动机主要站位布置了温度和压强传感器,通过稳态试车试验测量工质热力状态参数,结合转速、流量等工作性能参数分别开展部件及整机热力性能计算。研究表明,燃烧室传热造成压气机效率下降,而散热损失和排气离速损失是影响微型涡喷发动机整机热效率的主要因素。在紧凑型涡喷发动机中,直流式燃烧室对涡轮工作有不利影响,进行优化设计时应予以重点考虑。

关键词:微型涡喷发动机;航空发动机;热力性能;试车试验

中图分类号:V235.11 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.mdlgc.2021.05.004

[引用本文格式]刘智刚,杨晓军.厘米级涡喷发动机热力性能试验研究[J].热能动力工程,2021,36(5):23-29. LIU Zhi-gang, YANG Xiao-jun. Experimental investigation of thermal performance of micro-turbojet engine in centimeter size[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 23-29.

Experimental Investigation of Thermal Performance of Micro-turbojet Engine in Centimeter Size

LIU Zhi-gang, YANG Xiao-jun

(College of Aeronautical Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin, China, Post Code: 300300)

Abstract: In order to analyze the working characteristics of the core components and the thermal performance of the micro-turbojet engine in centimeter size, the steady state run test was carried out. Temperature and pressure sensors were arranged at the main stations of the engine to measure the thermodynamic parameters, combined with the working performance parameters such as rotational speed and mass flow rate to carry out the thermal performance analysis of the components and the whole machine. It shows that, heat transferred from the combustor leads to the decrease of compressor efficiency, and the losses of heat dissipation and exhaust velocity are the main factors affecting the overall thermal efficiency of the engine. For a compact turbojet engine, the direct-flow combustor has adverse effect on the turbine operation, which should be taken into consideration during optimization.

Key words: micro-turbojet engine, aero-engine, thermodynamic performance, rig test run

引言

微机电制造工艺的进步极大地促进了飞行器及

其推进系统向微型化发展,而微型燃气涡轮发动机作为一种极具代表性的动力装置,在航空、航天、发电机组等领域得到了广泛应用。例如,微型燃气涡轮发动机能够用作大型民航飞机辅助动力装置,独

收稿日期:2020-07-12; 修订日期:2020-08-30

基金项目:国家自然科学基金委员会与中国民用航空局联合基金(U163313);中央高校基本科研业务费资助项目(3122019187)

Fund-supported Project: The Joint Foundation of National Natural Science Foundation and Civil Aviation Administration of China(U163313); Central Government-affiliated Colleges and Universities Basic Scientific Research Business Expenditure Supported Project in Civil Aviation University of China(3122019187)

作者简介:刘智刚(1983-),男,河北河间人,中国民航大学讲师。

立地为飞机系统提供电力和压缩空气^[1]。微型涡喷发动机还可以直接应用于小型无人机、靶机、巡飞弹的动力推进^[2]。由于结构简单、性价比高、用途广泛,厘米级微型涡喷发动机得到了研究机构和工业界的高度重视,成为国内外学者研究的热点。

微型燃气涡轮发动机尺寸一般为厘米量级、且输出推力在 1 000 N 以下(或输出功率低于 250 kW^[3]),具有构造紧凑、能量存储密度高等显著特征。美国 Hamilton-Sundstrand 公司自 20 世纪 80 年代开始进行相关研究,先后推出了 TJ50、TJ90、TJ120、TJ350 等系列微型燃气涡轮发动机,主要应用于无人机和精确打击弹药,以 TJ90 发动机为例,其满载荷推力为 480 N,推重比达 10.1。英国凭借航空领域的技术优势,研制了 Phoenix、HF、NPT 等多个系列的微型涡喷发动机,主要用于低成本巡飞弹^[4]。德国 JetCat 公司的 P300 型涡喷发动机直径 132 mm、输出推力 300 N,推重比高达 11.6^[5]。荷兰 Advanced Micro Turbines 公司生产研制了多种型号微型涡喷发动机,其中 Olympus 系列发动机在同级别发动机市场大获成功^[6]。国内方面,西工大研制了我国第一台微型涡喷发动机 W²P-1,额定推力 1 000 N,并开展了地面及高空性能测试^[7]。南京航空航天大学在微型发动机领域深入研究,成功研制了直径 60~160 mm 的多款样机,并开展了大量的性能试验研究和仿真分析^[8]。北京航空航天大学对直径 131 mm、推力 235 N 的微型涡喷发动机开展了部件设计和整机试验研究^[9]。

涡喷发动机是典型的热力机械,高温高压燃气在涡轮和喷管内膨胀加速,将内焓能转化为轴功和动能,这一能量转换过程是由多个部件共同工作实现的。对关键部件热力过程和整机热力循环开展研究有助于全面评价发动机的工作性能和经济性,对优化设计和性能改善具有指导意义。Roberto 对某微型燃气涡轮发动机开展试验研究,得到了压气机和涡轮工作特性曲线^[10]。Verstraete 研究了微型燃气涡轮发动机内部传热特征,通过比较不同的涡轮结构,指出热管理是发挥微型涡轮最大潜能的关键^[11]。付雷对微型燃气轮机的设计原则、性能参数选取和可实现性条件进行了理论分析,对发动机整体设计具有借鉴意义^[12]。本文以某厘米级微型涡喷发动机为对象,通过稳态试车试验测定发动机关

键站位的温度和压强,结合流量、转速等参数分析了压气机、燃烧室和涡轮三大核心部件的热力过程,并基于热力循环理论分析整机热效率,研究微型涡喷发动机的热力性能。

1 微型涡喷发动机试验研究方法

1.1 试验原理

厘米级微型涡喷发动机包括进气装置、压气机、燃烧室、涡轮和尾喷管等主要部件,如图 1 所示。理想工作过程遵循定压加热循环,即布雷顿循环。环境空气(状态 1)被吸入发动机内部,在地面台架试车条件下,压气机进口的负压效应形成了吸气压力。随后,由单级离心式压气机对空气进行等熵压缩,压强升高(过程 1→2),使空气具备做功能力。燃油在燃烧室内与高压空气混合燃烧并释放热量,形成高温燃气(过程 2→3),燃烧室采用全环型构造,燃烧过程可视为定压吸热过程,工质温度和比焓获得极大提升,具备做功潜力。高温高压燃气首先在单级轴流式涡轮内膨胀输出轮缘功(过程 3→4),然后在喷管内进一步膨胀加速喷射至外界大气环境,前者汲取轴功驱动压气机连续吸气并压缩,后者转化为动能产生推力。

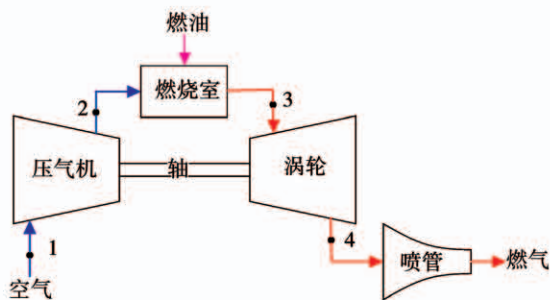


图 1 微型涡喷发动机工作原理

Fig. 1 Schematic representation of the micro-turbojet principle

表 1 给出了微型涡喷发动机设计参数和性能参数。试验系统设计方面,在压气机进口、压气机出口(燃烧室进口)、燃烧室出口(涡轮进口)和涡轮出口(喷管进口)四个站位布置了温度、压强探头,测量空气或燃气的温度和总压,如图 2 和图 3 所示。 T_1^* 和 T_2^* 采用铂金热电阻,测温范围 0~500℃, T_3^* 和 T_4^* 采用 S 型铂铑合金热电偶,测温范围 0~1 000℃。压强传感器测量相对压强, p_1^* 测压范围为

-80~80 kPa,其余压强传感器测压范围为-500~500 kPa。燃油系统独立于发动机,由电动齿轮泵作为供油元件,采用感应式电磁流量传感器测定供入燃烧室的燃油流量 q_{mf} 。空气流量 q_{ma} 由安装在进气装置的文丘里管测定。采用研华 PCI-1710 数据采集卡和 610L 工业控制计算机实现信号采集和数据存储。

表 1 微型涡喷发动机设计性能参数

Tab.1 Design performance parameters of micro-turbojet engine

参 数	数 值
进口直径/mm	78
长度(包括进气装置)/mm	465
喷口直径/mm	65
慢车转速/ $r \cdot min^{-1}$	36 000
设计点转速/ $r \cdot min^{-1}$	118 000
设计点增压比	4.06
设计点排气温度/ $^{\circ}C$	690
设计点空气流量/ $kg \cdot s^{-1}$	0.93
设计点推力/N	210

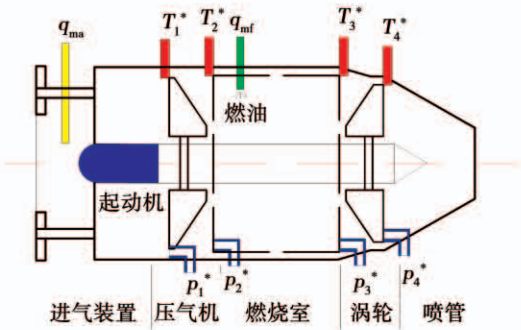


图 2 发动机站位和测点布置

Fig.2 Section of the engine and arrangement of testing points

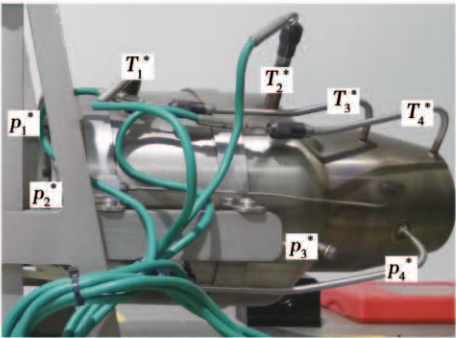


图 3 试验设备和传感器

Fig.3 Test equipment and sensors

1.2 稳态试验

准静态过程是对能源动力设备开展热力分析的前提条件,但由于传热、摩擦和气动损失等不可逆因素的存在,造成实际过程与理想准静态过程存在一定偏差,因此采用稳态试车方案近似模拟准静态过程。首先由电子起动机、燃油系统和点火系统协调工作实现发动机的起动。起动机安装在进气装置内部,通过联轴器与发动机转子相连。起动指令控制起动机带动压气机和涡轮运转,吸入空气作为氧化剂,利用点火电能引燃介质丙烷;然后,燃油系统向燃烧室供入燃油,经燃油喷嘴雾化形成油气混合气,再被燃着的丙烷点燃。这种点火方案对点火系统要求较低。燃气在涡轮内膨胀输出轴功,与起动机共同带动转子上升到慢车转速,此时起动过程结束,起动机和点火系统退出工作,并完全依靠自身热力循环维持发动机运转。从起动机开始工作到稳定慢车转速耗时约 15 s。

以慢车状态为起点开展稳态试车试验,通过调节油门控制器给定燃烧室供油量 q_{mf} ,逐级加速至极限转速工作状态,得到了 11 种不同试验工况,如图 4 所示。图 4 还给出了各工作状态下的通流空气流量。发动机运行工况用转速 n 表征,其工作范围为 36 000~118 000 r/min。图中无量纲换算转速 $\bar{N}$ 定义为:

$$\bar{N} = \frac{n/\sqrt{T_1^*}}{n_{design}/\sqrt{T_1^*}} = \frac{n/\sqrt{T_1^*}}{n_{max}/\sqrt{T_1^*}} = \frac{n}{n_{max}} \tag{1}$$

式中: n —发动机物理转速,r/min; n_{design} 、 n_{max} —发动机的设计转速和极限最大转速,本装置中 $n_{design}=n_{max}=118\,000\text{ r/min}$; T_1^* —压气机进口空气总温,K。

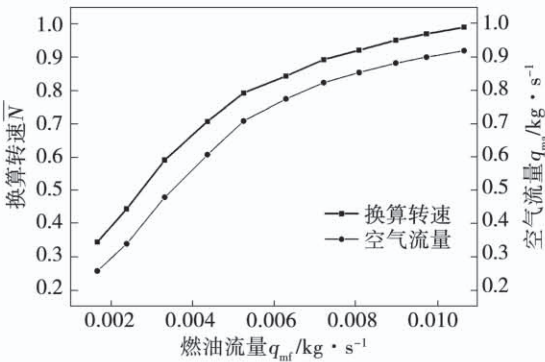


图 4 试验工况

Fig.4 Operating conditions of test

试验中调节燃油流量时,转速和压强能迅速达到新的稳定状态,过渡过程不超过 2 s。而温度变化则呈现滞后特征,这种现象对热端温度(T_3^* 和 T_4^*)而言更为明显。为保证测量结果符合稳态工作条件以满足热力循环特性分析的需要,对每个试验工况予以适当的转速悬挂,维持发动机按照特定供油量运转 20 s 左右,实时观察温度波动情况,待温度基本稳定后再调节油门控制器至新工况。试验现象如图 5 所示,图 6 和图 7 为稳态试验测量结果。

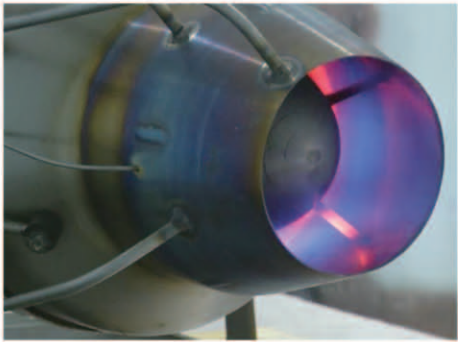


图 5 最高转速状态下的尾喷管排气
Fig.5 Exhaust at maximum speed state

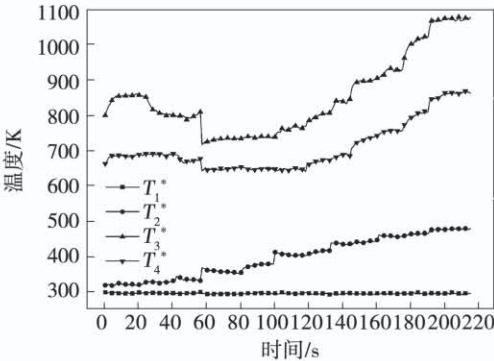


图 6 温度测量结果
Fig.6 Temperature measurement results

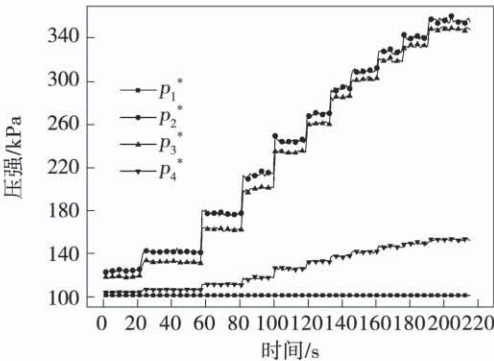


图 7 压强测量结果
Fig.7 Pressure measurement results

2 核心机部件热力学分析

压气机、燃烧室和涡轮三大部件构成了喷气式发动机的核心机(即燃气发生器),其功能是产生高温高压燃气,为动力机械提供可用能量。图 8、图 9 分别给出了不同转速稳态运行条件下工质经过三个核心部件后的温度和压强的变化情况。由图 8 可知,在低功率工况下,热端温度 T_3^* 和 T_4^* 随转速的提高而下降。分析认为,发动机低功率运转时空气流量相对较低,对热端部件冷却作用较弱,造成燃烧室出口温度偏高;随着转速的上升,空气流量快速增加,冷却作用增强,热端温度随之下降。当发动机在高功率运行时,随着燃油流量的增加,空气流量上升速率减缓,冷却作用降低,导致热端温度随转速的提高而快速上升。图 8 表明,与大型涡轮风扇发动机类似,在启停循环中限制发动机低功率及极限转速运转时间有利于延长微型喷嘴发动机寿命。图 9 显示,压强随转速的提高而增加,并且高功率状态下,压强上升速率更快,与温度上升的趋势(图 8)相匹配。

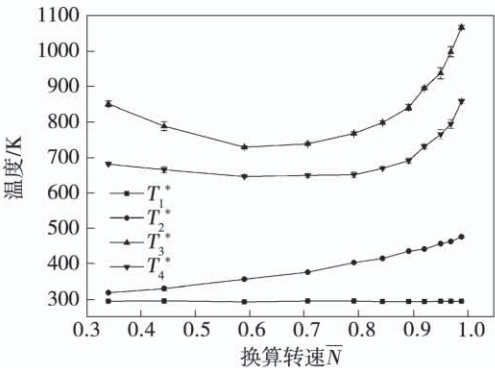


图 8 各站位处工质温度随发动机转速的变化
Fig.8 Variation of medium temperature with engine speed

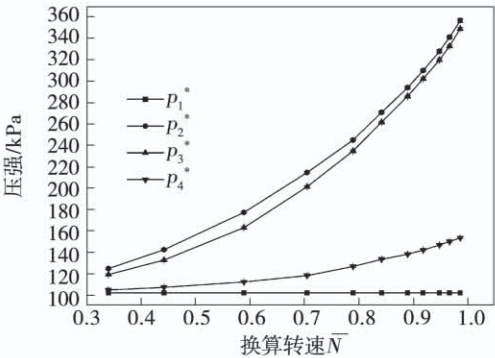


图 9 各站位处工质压强随发动机转速的变化
Fig.9 Variation of medium pressure with engine speed

对于压气机,采用绝热效率 $\eta_{c,s}$ 衡量其性能的优劣,即可逆绝热压缩过程压气机所需的功 $w_{c,s}$ 与不可逆绝热压缩过程时所需的功 w'_c 之比:

$$\eta_{c,s} = w_{c,s} / w'_c \quad (2)$$

绝热效率 $\eta_{c,s}$ 反映了实际过程的不可逆程度。将空气视作理想气体,可逆绝热压气机耗功 $w_{c,s}$ 为:

$$w_{c,s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R_g T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3)$$

式中: κ —空气绝热指数, $\kappa = 1.4$; R_g —空气气体常数, $R_g = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

不可逆绝热压气机耗功 w'_c 为:

$$w'_c = h_2^* - h_1^* \quad (4)$$

式中: h_1^* 和 h_2^* —压气机进、出口空气焓值, J/kg 。理想气体的焓值是温度的单值函数,其数值可由 T_1^* 和 T_2^* 依据空气热物性表^[13]插值获得。

燃烧室位于压气机和涡轮之间,是形成高温高焓值燃气的关键部件。用燃烧效率 η_b 作为衡量燃烧完全程度的指标,它是指燃油实际用于加热工质(增加气体总焓)的热量与这些燃油完全燃烧时的放热量之比,即:

$$\eta_b = \frac{q_{mg} h_3^* - q_{ma} h_2^*}{q_{mf} H_0} \quad (5)$$

式中: q_{mg} 、 q_{ma} 和 q_{mf} —燃气、空气和燃油的质量流量, kg/s ; h_2^* 、 h_3^* —燃烧室进、出口空气及燃气焓值; H_0 —燃油低位热值,对于煤油 $H_0 = 42\,900 \text{ kJ} \cdot / \text{kg}$ 。

q_{mg} 、 q_{ma} 和 q_{mf} 关系为:

$$q_{mg} = q_{ma} + q_{mf} \quad (6)$$

图 10 为各试验工况油气比 f ,其定义为:

$$f = q_{mf} / q_{ma} \quad (7)$$

图 10 表明油气比 $f \ll 1$,即可认为 q_{mg} 与 q_{ma} 近似相等,则式(6)可写为:

$$q_{mg} \approx q_{ma} \quad (8)$$

代入式(5),可得:

$$\eta_b = \frac{h_3^* - h_2^*}{f H_0} \quad (9)$$

对于涡轮,采用相对内效率 $\eta_{T,s}$ 衡量实际过程的不可逆程度,其定义为涡轮实际膨胀作出的功 w'_T 与理想可逆绝热膨胀过程作出的功 $w_{T,s}$ 之比:

$$\eta_{T,s} = w'_T / w_{T,s} \quad (10)$$

与式(3)和式(4)类似, $w_{T,s}$ 可由定熵过程计算, w'_T 根据涡轮进出口焓差计算:

$$w_{T,s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R_g T_3^* \left(1 - \frac{1}{(p_3^* / p_4^*)^{\kappa-1/\kappa}} \right) \quad (11)$$

$$w'_T = h_3^* - h_4^* \quad (12)$$

式中:绝热指数 κ 、气体常数 R_g 以及焓值 h_3^* 、 h_4^* 的数值需依据油气比 f 和涡轮进口燃气温度 T_3^* ,借助燃气热物性表^[14]得到。

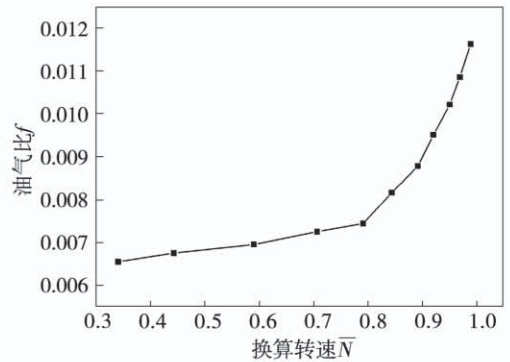


图 10 油气比

Fig. 10 Fuel-air flow ratio

图 11 为各工作状态下压气机绝热效率 $\eta_{c,s}$ 、燃烧效率 η_b 及涡轮相对内效率 $\eta_{T,s}$ 计算结果。压气机效率最高为 85.6%,且多数工况点效率在 70% ~ 80% 之间;低功率状态下 ($\bar{N} < 0.7$ 时),压气机效率随转速上升而提高,意味着内部流动损失随着运行条件接近设计工况而逐渐得到改善;高功率工作状态下,压气机效率随转速增加而下降。分析认为,由于压气机出口接近燃烧室,燃烧高温传递的热量造成 T_2^* 偏高、 h_2^* 增加,引起 w'_c 数值偏高。随着发动机的持续运转,导致压气机效率随发动机转速的进一步上升而降低。

燃烧效率呈现先降低后升高的趋势,从慢车工况开始调高燃油流量,空气流量随之增加,油气比略有上升。同时由于 T_3^* 下降、 T_2^* 上升(增压比增加引起),共同作用导致燃烧效率降低,即工质有效相对吸热量减少,这一趋势一直持续到换算转速 $\bar{N}$ 接近 0.9。发动机转速进一步上升时,燃油流量增加导致的 T_3^* 升高起到主导作用,燃烧效率随之略有上升,

但低于 85%。

各工况涡轮效率普遍偏低,反映了实际输出功率较少。一方面,通过机匣对外散热造成实际过程严重偏离绝热过程,导致可供利用的内焓能较理论值有很大差异;另一方面,结合试验中发现尾喷管喷出火焰的现象进行分析,认为由于该发动机燃烧室采用直流式构造,且轴向尺寸较短,燃气在涡轮内膨胀做功的同时发生了残余燃烧现象,导致 T_4^* 测量结果偏高,造成效率低下。采用回流式燃烧室是发动机优化设计、改善其经济性的可行方案。

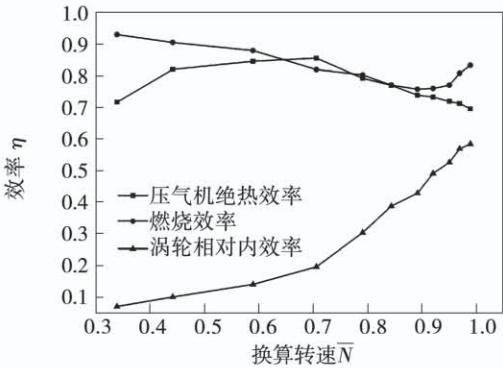


图 11 核心机部件效率

Fig. 11 Efficiency of each core component

3 整机热力循环分析

涡喷发动机稳态运行时,根据共同工作功率平衡条件,涡轮输出功应与压气机消耗功相等,即:

$$w'_c = w'_T \tag{13}$$

因此,工质经历热力循环产生的净功量全部为排气动能,它与吸热量之比为循环热效率,即:

$$\eta_t = \frac{q_{mg} v_e^2}{2(q_{mg} h_3^* - q_{ma} h_2^*)} \tag{14}$$

式中: v_e —排气速度, m/s,按下式计算:

$$v_e = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} R_g T_4^* \left[1 - \left(\frac{p_1^*}{p_4^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \tag{15}$$

结合式(8),式(14)可进一步写成:

$$\eta_t = \frac{v_e^2}{2(h_3^* - h_2^*)} \tag{16}$$

各稳态试验工况循环热效率如图 12 所示。机匣散热损失和高温排气的离速损失造成发动机热效

率低于 20%,曲线趋势表明热效率随转速上升而提高,反映了高功率状态经济性优于低功率状态经济性。结合图 8 进行分析,低功率状态涡轮前燃气温度偏高是造成这一趋势的主要原因。

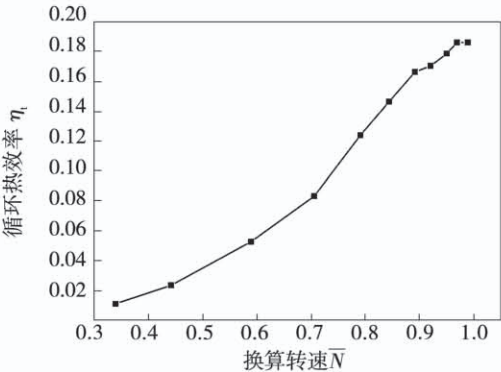


图 12 循环热效率

Fig. 12 Cycle thermal efficiency

利用理想气体状态方程、热力过程方程和熵方程得到比体积 v 和熵 s 两个参数,可进一步得出该发动机热力循环 $p-v$ 图和 $T-s$ 图。图 13 和图 14 为巡航推力转速($0.9 \bar{N}$)、爬升推力转速($0.95 \bar{N}$)和起飞推力转速($1.0 \bar{N}$)三种工况理想循环和实际循环曲线。图中虚线表示对应的热力过程在喷管或大气环境中完成。理想循环与实际循环的差异反映了不可逆程度,特别是压缩过程及膨胀过程与理想等熵过程的偏离情况。图线包围面积表示循环吸热量。

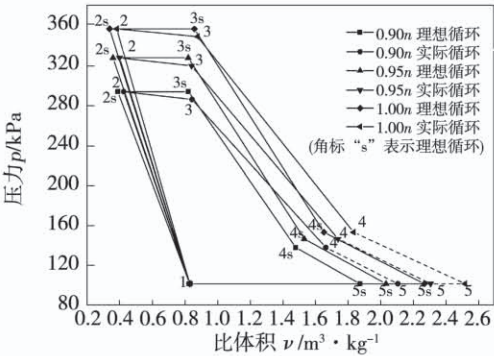
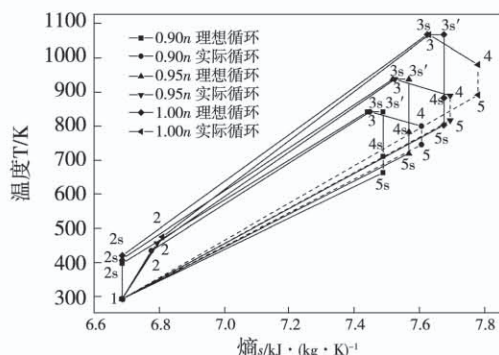


图 13 微型涡喷发动机热力循环 $p-v$ 图

Fig. 13 $p-v$ diagram of thermal cycle for the micro-turbojet

图14 微型涡喷发动机热力循环 $T-s$ 图Fig. 14 $T-s$ diagram of thermal cycle for the micro-turbojet

4 结 论

通过微型涡喷发动机稳态试车试验测定发动机主要站位热力参数和工作参数,分析了压气机、燃烧室和涡轮等主要部件热力性能,并基于试车数据对整机热效率展开评价,得到结论:

(1) 厘米级微型涡喷发动机工作转速范围为 36 000 ~ 118 000 r/min,以温度达到稳定状态为主要标志的稳态试车方案能够反映微型涡喷发动机的运行特点。试验结果表明,可以通过限制低功率和极限转速运转时间来延长发动机服役寿命。

(2) 热端部件工作情况复杂,对核心机三大部件都有一定影响。燃烧室传热造成压气机出口实测温度升高,引起压气机效率下降。涡轮通道内发生了残余燃烧现象,以及对外散热共同作用导致涡轮效率较低。后续研究中可以尝试采用回流式燃烧室优化发动机结构,提高经济性。

(3) 利用理想气体基本热力过程分析法得出比体积 v 和熵参数 s ,绘制循环 $p-v$ 图和 $T-s$ 图,直观显示循环净功量和热力过程的不可逆性,对全面评估发动机热力性能具有实用价值。厘米级涡喷发动机试验系统可应用于能源动力类专业本科教学。

参考文献:

[1] 黄国平,梁德旺,何志强.大型飞机辅助动力装置与微型涡轮发动机技术特点对比[J].航空动力学报,2008(2):383-388.
HUANG Guo-ping, LIANG De-wang, HE Zhi-qiang. Comparison of technical characteristics of APU and micro turbine engines for large

aircraft[J]. Journal of Aerospace Power, 2008(2):383-388.

- [2] 谭汉清. 国外微型涡喷发动机应用现状及未来发展趋势[J]. 飞航导弹, 2013(3):76-80.
TAN Han-qing. Application status and future development trend of abroad micro-turbojet engine[J]. Aerodynamic Missile Journal, 2013(3):76-80.
- [3] 马红鹏. 新型纽扣式涡喷发动机设计计算及数值仿真[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
MA Hong-peng. Design calculation and numerical simulation of new type button turbine engine[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016.
- [4] 林左鸣. 世界航空发动机手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2012.
LIN Zuo-ming. World aero-engine handbook[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2012.
- [5] 薛然然, 李凤超. 微型涡轮喷气发动机发展综述[J]. 航空工程进展, 2016(4):387-396.
XUE Ran-ran, LI Feng-chao. An overview on development of micro turbojet engines[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2016(4):387-396.
- [6] 王朝蓬, 陈玉春, 赵强. 微型燃气轮机稳态控制规律研究与特性计算[J]. 科学技术与工程, 2010, 10(9):2255-2259.
WANG Chao-peng, CHEN Yu-chun, ZHAO Qiang. Steady control law research and performance calculation of the micro-turbine generator[J]. Science Technology and Engineering, 2010, 10(9):2255-2259.
- [7] 袁培益, 黄知涛. W^2P-1 微型涡轮喷气发动机研制中的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2000(2):18-22.
YUAN Pei-yi, HUANG Zhi-tao. Experimental study on the development of W^2P-1 micro turbojet engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2000(2):18-22.
- [8] 宣建光. 微型发动机部件改进与整机性能测试[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
XUAN Jian-guang. Component improvements and performance test of micro turbine engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [9] 陈巍, 杜发荣, 丁水汀, 等. 某微型涡喷发动机总体结构设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(01):169-174.
CHEN Wei, DU Fa-rong, DING Shui-ting, et al. General-structural design study of a micro turbojet engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1):169-174.
- [10] CAPATA R. Experimental tests of the operating conditions of a micro gas turbine device[J]. Journal of Energy and Power Engineering, 2015(9):326-335.