

文章编号: 1000 8055(2008)10 1788-07

外涵引气加力喷油杆冷却特性模拟实验

闫宝华, 樊未军, 李瑞明, 杨茂林

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 根据实际需要, 提出了新型外涵引气双层壁喷油杆的结构方案. 共设计了不同结构尺寸的 8 种新型双层喷油杆冷却套, 在流动特性研究的基础上进一步对其换热特性和高温工况下流动性能进行了对比实验. 综合其引气和冷却性能, 对比八种尺寸套管, 选取了较为合适的冷却套管结构尺寸. 并对这种尺寸的套管进行了油杆内壁温度沿杆高的变化、油杆内壁温度随冷却气总压的变化及油杆内壁温度随套管进口雷诺数的变化的研究. 实验表明: 可以有效从外涵引气(压差 850 Pa 时, 引气量 9 g/s), 能够较大降低油杆内壁温度(冷却效率 0.7 以上).

关 键 词: 加力燃烧室; 喷油杆; 气冷

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental research on the cooling characteristics of an afterburner fuel injector with double wall construction

YAN Bao-hua, FAN Wei-jun, LI Rui-ming, YANG Mao-lin

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A new afterburner fuel injector with double wall construction was presented to meet the actual requirements. 8 test pieces of new fuel injector casings with different sizes were designed in this research. The heat transfer characteristics and cooling air flow performance were tested based on previous flow characteristics research. In view of the air extraction and cooling performance, an optimum cooling case was selected. Then, this casing of fuel injector was researched with respect to the distribution of injector temperature, change of injector temperature with cooling flow inlet total pressure and change of injector temperature with Re of cooling flow inlet. The results show that: this new afterburner fuel injector can extract enough cooling air from the fan stream(When Δp is 850 Pa, extracted air flow flux is 9 g/s) and decrease effectively the temperature of the wall of fuel injector(cooling efficiency is not less than 0.7).

Key words: afterburner; fuel injector; air cooling

随着高性能发动机系统的发展, 涡轮前温度越来越高, 相应的加力燃烧室的进口温度越来越高. 由于材料的限制, 喷油杆因承受不了高温带来的热负荷而损坏. 同时, 高温还伴随有燃油沸腾和结焦阻塞等问题^[1]. 因此, 必须控制喷油杆的温

度. 带冷却的双层喷油杆的设计方案就是针对这一要求提出的. 前期研究^[2]已经提出了一种气冷气雾化喷油杆的设计方案. 其方案是由压气机供气且是单杆供油, 冷却气兼用于气动雾化. 本文的研究根据今后高进气温度加力燃烧室研究的需

收稿日期: 2007 10 22; 修订日期: 2007 12 17

作者简介: 闫宝华(1983-), 男, 山东嘉祥人, 硕士生, 主要从事航空宇航推进理论与工程研究.

要^[3], 采用由外涵引气的方案, 并且按分区供油需要, 设计出外涵引气冷却双层壁单套双喷油杆冷却套的新方案。

双层喷油杆的冷却是个流动与换热相耦合的问题, 对于此种新方案, 前期对其常温下流动性已经进行了研究, 本文对其高温下的流动性进行进一步研究, 另外对其冷却效果进行研究。

1 新型外涵引气双层喷油杆方案

常规喷油杆如图 1 所示, 外涵引气双层加力喷油杆如图 2、图 3 所示。由图可见, 新型喷油杆采用双层管壁结构, 外为单气管, 内为双油管, 迎面尺寸略大于常规喷油杆。喷油杆冷却套壁为椭圆形, 可减少流阻损失。内管与冷却套间形成冷却气通道, 冷却气在环形通道中流过, 对喷油杆进行冷却。喷油杆油孔处有空心隔块, 冷却套上有相应的开孔, 这样隔块、冷却套和冷气都不会影响燃油喷雾。冷却气是由外涵冲压进气的, 用气量控制在外涵气量的 2%。



图 1 常规喷油杆结构图
Fig. 1 Schematic of original fuel injector

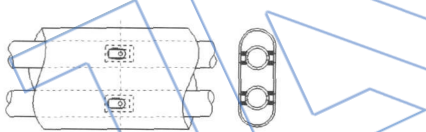


图 2 外涵引气双层双杆喷油杆截面图
Fig. 2 Sectional view of afterburner injector with double-wall construction

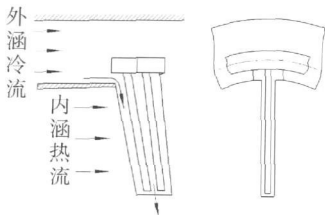


图 3 外涵引气冷却双层喷油杆安装示意图
Fig. 3 Setting of afterburner injector with double-wall construction

2 实验设备和测量系统

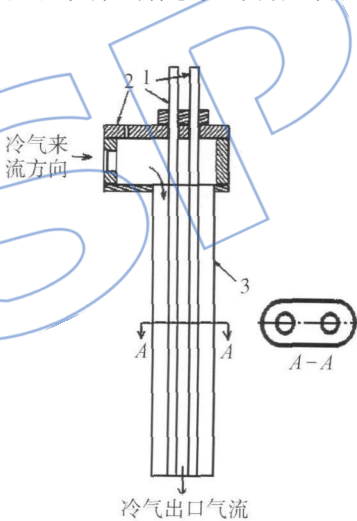
2.1 双层喷油杆模拟实验件

实验件结构(见图 4、图 5) 与真实双层喷油杆结构按几何相似原则设计。环腔结构与真实喷油

杆基本相同: 冷却套壁厚相同, 两侧壁平行, 迎气流面与背气流面为圆形而冷气通道断面形成椭圆形环腔。两喷油杆管径壁厚相同, 间距相同, 位于冷却套中心。

为了抓住主要因素, 实验件适当进行了简化。实验件为两喷油杆直径相等且轴向平行(不考虑两喷油杆分段外径变化和轴向间距变化); 不考虑喷油杆上的隔块; 冷却通道沿长环腔面积不变(不考虑沿长面积逐渐变小的情况)。

本文重点研究新型喷油杆冷却套结构, 可不模拟实际冲压进气, 而直接用接连式进气。模拟实验件由三部分组成: 1 油杆; 2 接连式集气箱; 3 可拆换的冷却套管(共 8 种, 其尺寸见表 1)。可拆换冷却套长度相同, 不同点主要是冷却通道的环腔尺寸不同。总长不变, 喷油杆不变, 环腔面积变化了 4 倍。通过实验研究最终确定合适的冷却套结构。



1 两根相同的油杆; 2 集气箱体; 3 冷却套管
图 4 气冷双层喷油杆实验件

Fig. 4 Structure of afterburner injector with double-wall construction

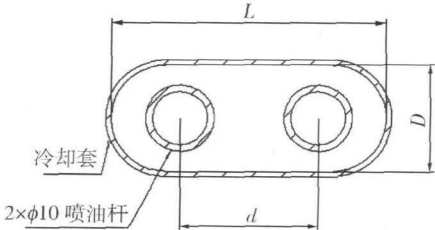


图 5 冷却套截面结构图(单位:mm)
Fig. 5 Structure of trapped cooling casing of fuel injector

2.2 实验设备和测量系统

冷却实验在二元加力实验台上进行。实验台主

要由供气系统、供油系统和实验段组成, 见图 6.

表 1 双层套管几何尺寸(单位: mm)

Table 1 Data of cooling casing of fuel injector (Unit: mm)

设备号	冷却套			喷油杆		环腔面积 S
	L	D	套总长	杆外径	杆间距	
A1	40	16	250	10	20	S_1
A2	54	16	250	10	20	$1.5S_1$
A3	64	16	250	10	20	$2S_1$
A4	60	18	250	10	20	$2S_1$
A5	34	12	250	10	20	$0.5S_1$
A6	40	10	250	10	20	$0.5S_1$
A7	52	10	250	10	20	$0.8S_1$
A8	60	10	250	10	20	S_1

由图 7 可以看出实验件安装在加力台出口, 冷却套前沿距出口 $\Delta X = 4\text{ mm}$ (坐标系见图 8). 为了测量油杆内壁的温度值, 在其内壁上埋设了三个热电偶, 位置分别为 $Z = 20\text{ mm}$, $Z = 80\text{ mm}$, $Z = 140\text{ mm}$ (见图 8, 实验台出口内径 160 mm). 热电偶均用的是镍铬-镍硅 K 型热电偶, 热电偶的温度测量误差为 2% .

本实验测压重点是测量冷却气在集气箱进口的总压、静压及冷却套出口的总压、静压. 整个实验系统压降波动较小, 最大波动不超过 1% . 进出口压力示数所换算出质量流量的偏差 $\pm 1.5\%$, 二者与浮子流量计比较偏差不大于 2% .

2.3 实验工况及参数范围

利用加力台出口气流模拟热流, 实验热用一

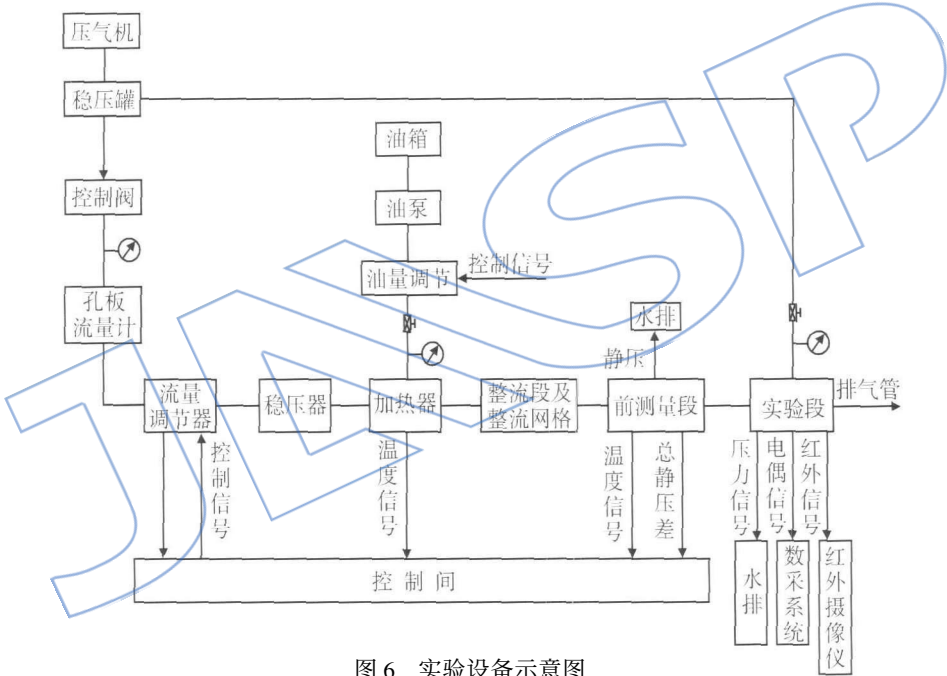


图 6 实验设备示意图
Fig. 6 Schematic of test facility

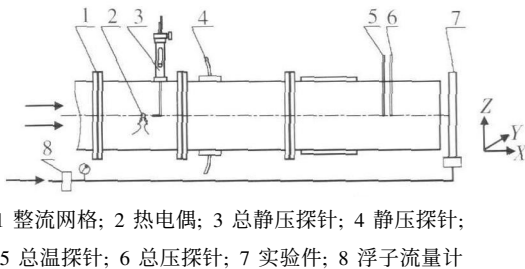


图 7 实验段结构示意图
Fig 7 Structure of experimental apparatus

级加热器加热, 它由 3 台 V K1 主燃烧室组成. 一级加热器在离实验台出口 8 m 处的地方. 经一级

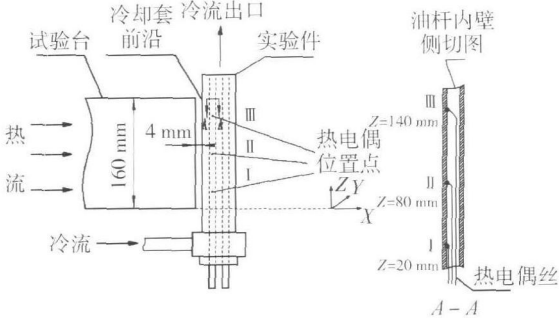


图 8 喷油杆内埋热电偶位置及实验件在热气流中布置图

Fig 8 Positions of embedded thermocouple on the wall of fuel injector and arrangement of the tester

加热器加热后气流经过 3 个整流孔板到达实验台出口, 因出口温度场和速度场均匀. 本文温度测量点在实验台出口(见图 7, 5 总温探针).

热流工况: 速度 100 m/s; 温度为 773 K, 673 K, 573 K.

利用接连式供气提供冷却气流, 实验台冷流工况参数: 双层喷油杆空腔内的冷却气质量流量 0~20 g/s, 温度为大气温度 298 K.

2.4 实验数据处理方法

实验在不同冷却喷油杆结构和不同工况下, 分别测得热流和冷流进出口参数, 喷油杆内壁温度以及冷却套外壁温度. 相同条件下, 壁温越低冷却效果越好.

为了全面比较冷却特性, 定量评价冷却能力, 本文还引用了冷却效率 η 和相对温降 ξ 两个量

$$\eta = \frac{T_m - T_w}{T_m - T_c}$$

即热流和壁面温差与热流和冷流温差之比

$$\xi = \frac{T_m - T_w}{T_m}$$

即热流和壁面温差与热流温度之比.

用 η 和 ξ 来归纳实验数据并进行分析. 以上两公式中, 下表 m 代表热流, c 代表冷流, w 代表油杆内壁面

3 实验结果及分析

3.1 引气量

新型双层喷油杆具有不需要从压气机引气的优点, 但要做到能从外涵有效地引气就会对其流路设计依赖很大. 在实际情况下, 外涵的总压和内涵的静压是决定引气量大小的工况参数因素, 在本文实验中研究另一个影响因素——双层喷油杆结构的影响.

图 9 中各曲线是在热流工况相同(773 K, 100 m/s)的情况下得出的. 可以看出, 质量流量随进口总压增加而增加, 但增加的趋势随不同的结构而不同. 在相同进口总压和出口静压(均为大气压)下, 8 种套管结构引气量随环腔面积的增大而增大. 不同结构随进口总压的变化, 套管 A2, A3, A4 的增加趋势最大, A1 也较大, A5, A6 则最小. 相同进口总压下, 套管 A2, A3, A4 质量流量最高, A1 也较高, A5, A6 则最低. 图中进口总压与出口静压差 600~4600 Pa.

图 10 是常温时冷却通道内质量流量随进口总压的变化图, 比较上两图, 各质量流量曲线趋势

相同, 相同进口压力对应质量流量基本相同, 可以得出结论, 引气量与热流工况关系不大.

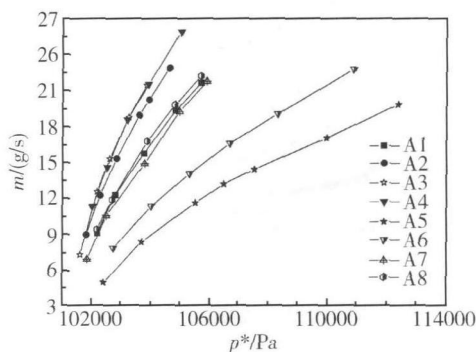


图 9 冷却通道内质量流量随进口总压的变化

Fig. 9 Change of mass flux in cooling casing with inlet total pressure

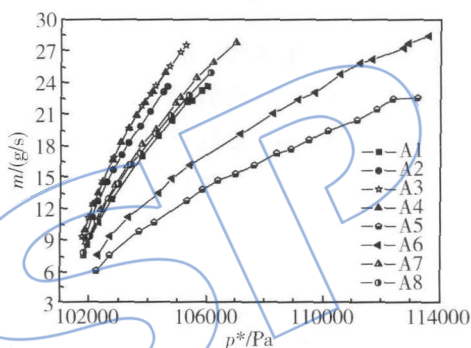


图 10 常温时冷却通道内质量流量随进口总压变化

Fig. 10 Change of mass flux in cooling casing with inlet total pressure at normal temperature

3.2 新型双层油杆冷却性能

1) 8 套实验件喷油杆内壁温度比较分析

研究冷却性能, 必须关注油杆内壁温度, 因为在没有达到油杆材料所能承受温度极限之前, 可能达到了航空煤油的沸点, 带来不利影响^[4].

图 11 为油杆内壁温度随进口总压的变化图, 上图各条曲线都是在热流工况相同(773 K, 100 m/s)的情况下得出的. 本文油杆内壁所埋设 3 个热电偶所得内壁温度趋势相同, 由于位置点 III 是 3 个位置点温度最高值, 对它进行分析. 真正发动机新型喷油杆的引气量主要是由内外涵压力决定的. 外涵引气冷却喷油杆设计的目标为: 能够从外涵引入足够的气体从而有效降低喷油杆温度. 涉及到两个因素为内外涵压力及喷油杆结构. 因此建立内壁温度随进口压力的变化图, 探寻最优冷却效果的新型喷油杆结构尺寸.

由图 11 可知油杆内壁温度随进口压力增大而降低, 而且降低的趋势逐渐减小, 102000~103000 Pa 范围内温度随压力增加而迅速下降, 大

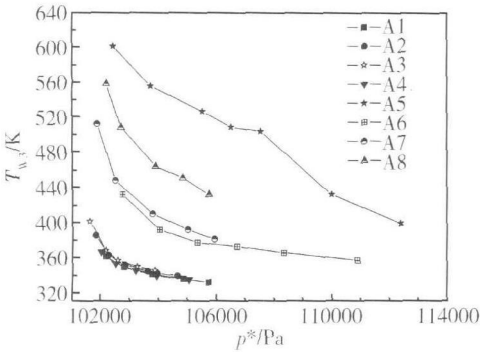


图 11 油杆内壁温度随冷气进口压力变化
(热电偶位置点 III)

Fig 11 Change of injector temperature with
inlet cooling flow total pressure
(Location III of thermocouple)

于 103000Pa 后变化缓慢. 由上面 3 个图均能看出, 在相同进口压力下, 套管 A1 中油杆内壁温度最低, 套管 A2, A3, A4 也较低, 套管 A5 则最大. 由此可以得出套管 A1 结构的喷油杆具有最优的冷却效果.

对比 8 种冷却套管, 套管 A5, A6 的尺寸最小, 在热流中受热面积最小, 但在相同工况下它们的引气量最小、流阻最大. 由于引气量太小不能更多地带走热流传到喷油杆的热量因此其冷却效果不好. 套管 A3, A4 的尺寸最大, 其冷却效果略低于套管 A1, 但在热流中受热面积和相同工况下的引气量也最大. 因此为达到这样的冷却效果增加了加力燃烧室的重量、增多了外涵的引气量, 这都是对发动机不利的. 套管 A5 与 A3, A4 相类似. 套管 A7, A8 的尺寸及相同工况下的引气量与 A1 的相当. 但由于其冷却套管与内部的油杆相接触, 因此有部分热量直接通过套管经金属导热的形式传到油杆内壁, 与 A1 相比的气体导热形式, 金属的导热热阻远小于气体的热阻, 相同工况下热流传向油杆内壁的热量多, 其冷却效果差.

A1 套管油杆内壁冷却效果最好, 这与前期新型喷油杆的流动特性研究^[3]所得出的结论一致. 前期主要基于引气量、流阻系数、雷诺数及结构重量得出 A1 为最优结构尺寸. 上文从冷却效果方面同样说明 A1 结构最优.

2) 油杆内壁在中温情况下冷却性能(套管 A1)

套管 A1 冷却效果最好, 且套管 A1 能满足引气量的要求, 结构简单, 尺寸较小, 重量较轻, 迎热流尺寸 D 较小对于内涵阻塞比影响不太大. 本文对其冷却效果进行深入研究.

图 12 为套管 A1 结构中油杆内壁温沿杆高的分布. 其中结果是在热流工况为温度 773 K, 速度 100 m/s 的情况下获得.

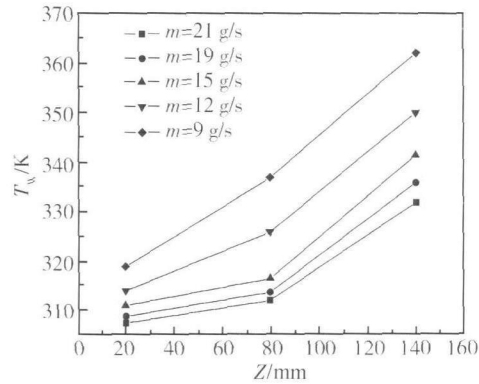


图 12 套油杆内壁温沿杆高分布

Fig. 12 Distribution of injector temperature

由图 12 可知内壁温沿杆高逐渐增高, 这是由于冷流和热流交叉换热, 冷流由下向上 (Z 增大的方向) 流动, 热流来流温度基本不变. 温差沿杆高逐渐变小冷流带走的热量减小, 因此油杆内壁温随杆高增加.

由图 12 可见, 每根折线前段斜率比后段的小, 即在相同冷热流工况下, 油杆内壁温度沿杆高增加越来越大, 说明油杆内壁温度沿冷流方向增加的越来越快. 随冷流流量的增加, 折线两段平均斜率逐渐减小(见图 13). 说明了油杆内壁温度增大, 速度随冷流流量的增加而减小.

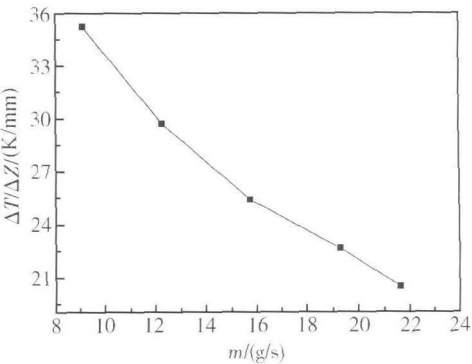


图 13 内壁温与杆高比值随冷流流量的变化

Fig 13 Change of $\Delta T/\Delta Z$ with cooling flow mass flux

图 14 主要比较了在 3 个热流工况(见表 2)下, A1 实验套管油杆内壁温度(热电偶位置点 III 温度- 内壁温度 3 个测量点中最高值)的差别. 内壁温度随着冷流进口总压的增大逐渐减小, 随着热流温度的增加而增大.

图 15 指的是在 3 个热流工况下, 油杆内壁相对温降 ξ 随冷流雷诺数的变化. 由图可知相同热

流工况下, 油杆内壁相对温降随套管冷流雷诺数的增加而增大. 在相同冷流工况下, 其相对温降随热流温度增加和雷诺数增加而减小. 其相对温降 ξ 在模拟真实温度差和引气量的实验台工况下达到 0.7 以上, 这是因为在热流与油杆内壁之间有一股流动的冷气流, 形成了很大的传热热阻, 这样热量经冷却套传到油杆上的热量比较少, 油杆温升比较小.

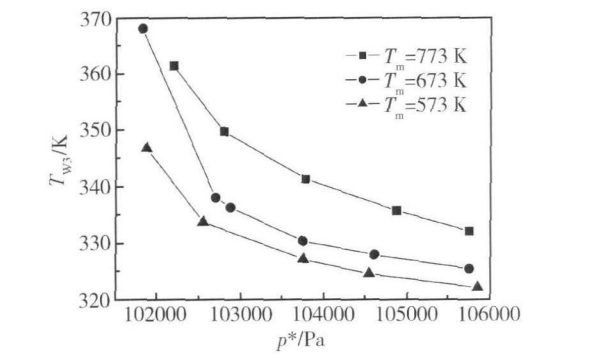


图 14 油杆内壁温度随冷流进口总压的变化(位置点 III)
Fig. 14 Change of injector temperature with cooling flow inlet total pressure (Location III of thermocouple)

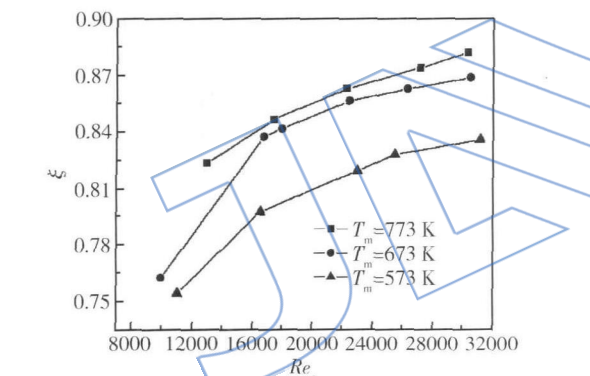


图 15 油杆内壁相对温降随套管冷流进口雷诺数的变化(位置点 III)
Fig. 15 Change of ξ with Re_c of cooling flow inlet (Location III of thermocouple)

由图 16 可以看出冷却效率随冷却套管内冷流质量流量的增大而增大. 图中 3 个线中, 冷热流工况温差范围: 270~ 470 K, 在 $Z=150\text{ mm}$ (位置点 III) 处, A1 套管内的油杆内壁冷却效率 η 在比较小冷却气量(8 g/s)下达到了 0.8 以上, 而低于 $Z=150\text{ mm}$ 值油杆内壁 η 会更大(图 12 可以说明), 冷却效果会更好. 从曲线带看出冷却效率比较高, 有了冷却套可以有效地降低油杆内壁温度.

3.3 引气量实验结果分析(A1 套管)

在真正航空发动机加力燃烧室的应用中, A1 套管的引气量主要是由外涵总压与内涵静压差、

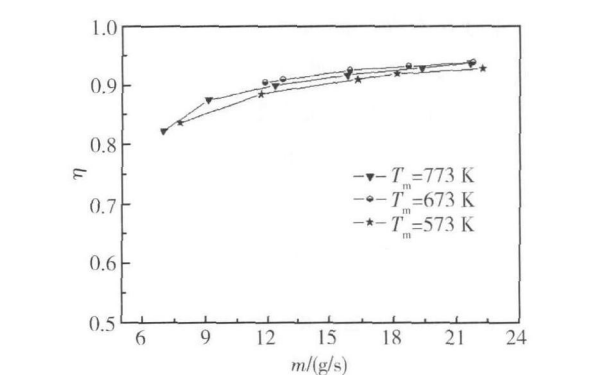


图 16 油杆内壁冷却效率随套管冷流质量流量的变化(位置点 III)
Fig 16 Change of cooling efficiency with cooling flow mass flux (Location III of thermocouple)

外涵总压值及外涵温度决定. 这是因为外涵静压值及外涵温度决定密度 ρ , 外涵总压与内涵静压差决定 $\frac{1}{2}\rho v^2$, A1 结构一定 S 就一定, 而引气量公式为 $m=\rho vS$. 本实验压力差值范围是 850~ 4500 Pa (航空发动机 4 个典型工况压力差值范围 600 ~ 17 000 Pa), 进气总压值 101 800~ 105 800 Pa, 冷却气进气温度 298 K, 可以低温范围内探讨引气量的大小. 实验的压力差是套管进口总压和冷却套管所放置处的大气压(101 325 Pa)的差值. 套管处的空气大气压保持不变, 通过改变进口总压来改变压力差值得到了套管通道内质量流量随进口总压的变化图, 见图 17. 由图看出在 Δp 为 850 Pa 时, 新型喷油杆引气量达到 9 g/s, 可以得出带有 A1 套管的双层喷油杆有较好的引气量.

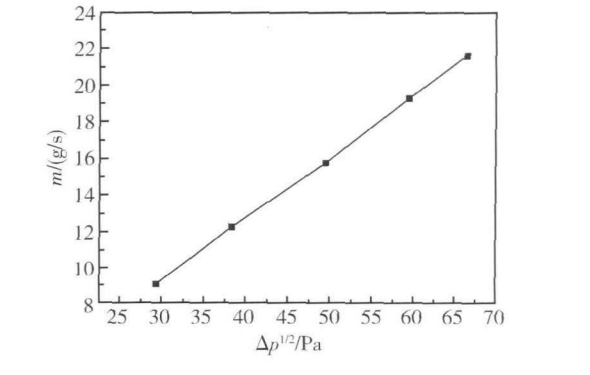


图 17 套管中冷气的质量流量随实验压力差的变化
Fig. 17 Change of cooling flow mass flux with pressure drop

图 17 中, 套管内冷流质量流量与实验压力差的平方根成正比, 斜率为 0.34. 这是因为实验工况下套管内静压和温度变化范围较小, 因此密度 ρ 变化较小, $\rho\approx 1.18\text{ kg/m}^3$ 可认为不变. m 与 Δp

均只与速度 v 有关,而 m 与 v 成一次方关系, Δp 与 v 成二次方关系,因此 m 与 Δp 的平方根成正比。根据实验工况下的获得数据再考虑密度带来的影响,拟合用于计算真正发动机工况下外涵引气量的公式为

$$m = [0.34(\sqrt{\Delta p} - 59.5) + 19.3] \sqrt{\frac{\rho}{1.18}}$$

式中 m 单位为 g/s , Δp 和 ρ 均为国际制单位, ρ 根据 $p = \rho RT$ 公式,由外涵静压和温度计算得出。

4 结 论

本文在模拟条件下从引气量和新型喷油杆冷却性能两方面,对8种实验件进行对比,为选出满足设计要求流动和冷却性能最优的气冷喷油杆结构方案提供依据,得到以下结论:

1) 冷却通道引气量随其进口总压的增大而增加,与热流工况关系不大;

2) 从冷却效果的角度,得出最优的实验件冷却套管A1。对比8种实验件,A1套管内的油杆内壁温度较低,其引气量比较大,尺寸较小,重量轻;

3) 在冷却套油杆内壁温沿杆高(冷流流动的方向)逐渐增高,油杆内壁温度增大速度随冷流流量的增加而减小;

4) 在冷热流温差在270~470K之间,在 $Z=150\text{mm}$ 处,A1套管内的油杆内壁冷却效率 η 在较小冷却气量(8g/s)下达到了0.7以上,而低于 $Z=150\text{mm}$ 值油杆内壁 η 会更大,冷却效率会

更好。

5) 带有A1套管的双层喷油杆有较好的引气量: Δp 为850Pa时,新型喷油杆引气量达到 9g/s 。根据套管(A1)内冷流质量流量的平方值与实验压力差成正比,斜率为0.34,可以外推出发动机各工况下相同结构冷却套的引气量。

参考文献:

- [1] 郭成富,王勇,曹康,等. 加力燃烧室喷油杆结焦实验研究[J]. 燃气涡轮实验与研究, 1997, 10(1): 30-31.
GUO Chengfu, WANG Yong, CAO Kang. Experimental research on the coke deposited in the afterburner fuel injector[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1997, 10(1): 30-31. (in Chinese)
- [2] 白兴艳,张频捷,岳连捷,等. 加力用气冷与气动雾化喷油杆的性能研究[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 391-392.
BAI Xingyan, ZHANG Pinjie, YUE Lianjie et al. Research on performance of an afterburner air blast spraybar[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 391-392. (in Chinese)
- [3] Lovett J A, Brogan T P, Philippona D S. Development need for advanced afterburner designs [R]. AIAA 2004-4192.
- [4] 吴伟民,王月贵,李华廷,等. 加力燃油管传热特性研究[J]. 燃气涡轮实验与研究, 1997, 10(1): 9-12.
WU Weimin, WANG Yuegui, LI Huating, et al. Research on heat transfer characteristics of the afterburner fuel injector[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1997, 10(1): 9-12. (in Chinese)