

文章编号: 1000-8055(2008)07-1182-07

加力燃烧室双层喷油杆内冷却气流动特性

闫宝华, 樊未军, 杨茂林

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 对新型外涵引气冷却双层壁加力喷油杆的冷气流动特性进行了模拟实验, 为双层喷油杆结构设计和冷却性能研究提供基础. 通过对 8 套不同结构尺寸实验件的研究, 得到了双层喷油杆冷却套管内气流流阻系数随来流质量流量的变化规律、流阻系数随双层喷油杆结构尺寸的变化规律和冷却套内气流雷诺数随进口总压的变化规律等. 对 8 套实验件结果进行比较, 综合三个因素最终选择了较为合理的新型双层喷油杆结构尺寸. 这种尺寸的喷油杆流阻系数为 1.2, 迎风尺寸宽 16 mm 较为合适, 相同工况下冷却气的雷诺数最大.

关 键 词: 加力燃烧室; 外涵引气; 喷油杆 流阻系数

中图分类号: V231.2

文献标识码: A

Cooling air flow performance of an afterburner fuel injector with double wall construction

YAN Bao hua, FAN Wei jun, YANG Mao lin

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The performance of cooling air flow extracted from the fan stream to a new type fuel injector with double wall construction for afterburner was simulated experimentally, so as to provide a basis for design and cooling performance research of advanced fuel injector. The effects of mass flux and fuel injector structure on pressure coefficient were studied through experiments of eight cooling casings of fuel injector. The effects of inlet total pressure on Reynolds number of the flow in cooling casing were also obtained. An optimum, new fuel injector was selected by comparing the results of eight casings of fuel injector. The pressure coefficient of such fuel injector is 1.2, the appropriate width is 16 mm, and the Reynolds number in the same inlet conditions is the biggest.

Key words: afterburner; air extracted from the fan stream; fuel injector; pressure coefficient

随着航空技术的发展, 航空发动机涡轮出口温度, 即加力燃烧室进口温度越来越高. 在未来的加力燃烧室中, 普通材料的喷油杆可能因气流温度太高而损坏. 且因燃油在高温下会分解, 并产生沉淀和结焦, 甚至导致燃油沸腾, 会给供油和燃油雾化进而给燃烧带来不利影响. 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而提出的.

前期研究^[1]已经提出了一种气冷气动雾化喷油杆的设计方案, 并对其冷却效果进行了初步研究. 实验结果表明该喷油杆的冷却方案可行, 且该方案冷却气兼用于气动雾化. 但其方案是由压气

收稿日期: 2007-07-10; 修订日期: 2007-10-29

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.

机供气且是单杆供油. 本文的研究根据今后高进气温度加力燃烧室研究的需要, 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的新方案. 喷油杆的冷却是个流动与换热相耦合的问题, 涉及的影响因素比较多, 外涵引气冷却具有不需要从压气机引气的优点, 但在有效引气上对双层喷油杆流路设计依赖更大. 本文主要探讨双层喷油杆结构尺寸对冷却套内冷却气流动特性的影响. 由于采用了从外涵引气, 希望在相同工况相同内外涵压力下引气量尽可能大, 流阻系数尽可能小; 而为了有效的降温, 希望在相同工况下套管内气流雷诺数尽量的大^[2]. 只有搞清了冷却套内气流流动特性, 进而研究其冷却特性, 才能设计出满足要求的气冷喷油杆. 因此, 对喷油杆冷却套内流动特性研究是十分必要的.

1 新型外涵引气双层喷油杆结构方案

对发动机高温部件冷却的常用技术有发汗冷却、气膜横向冲击冷却、多通道往返支板式冷却、前缘冲击冷却、简单径向流冷却等. 新型喷油杆的引气冷却, 采用喷油杆夹层轴向对流式冷却方案. 冷却气可以由压气机引气, 用气量控制在 2% 以内; 也可以由外涵冲压进气, 引气量也控制在 2% 以内.

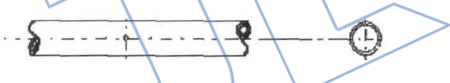


图 1 常规喷油杆结构示意图

Fig. 1 Schematic of original fuel injector

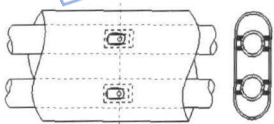


图 2 外涵引气双层双杆喷油杆截面图

Fig. 2 Sectional view of afterburner injector with double wall const ruction

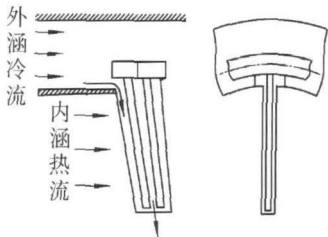


图 3 外涵引气冷却双层喷油杆安装示意图

Fig. 3 Setting of afterburner inject or with double wall const ruction

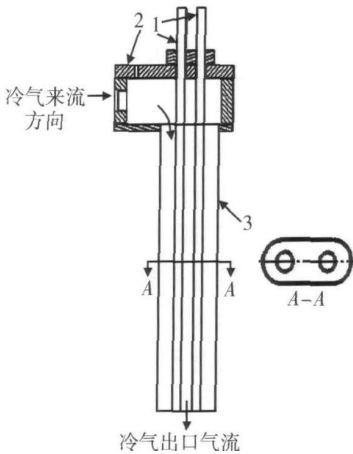
常规喷油杆如图 1 所示, 外涵引气双层加力喷油杆如图 2、图 3 所示. 由图 2、图 3 可见, 新型喷油杆采用双层管壁结构, 外为单气管, 内为双油管, 迎面尺寸略大于常规喷油杆. 喷油杆冷却套壁为椭圆形, 可减少流阻损失. 内管与冷却套间形成冷却气通道, 冷却气在环形通道中流过, 对喷油杆进行冷却. 喷油杆油孔处有空心隔块, 冷却套上有相应的开孔, 这样隔块、冷却套和冷气都不会影响燃油喷雾.

外涵引气双层喷油杆的设计要求是: 引气量足够大, 但不能超过外涵流量的 2%; 能有效降低喷油杆壁温; 冷却套迎面尺寸尽量小, 以减小内涵阻塞比; 冷却不影响雾化; 结构简单重量轻等^[3]. 为此必须首先研究冷却通道(冷却套环腔)流动特性, 选择合适的冷却套结构和尺寸, 使冷气流通道流阻系数尽量小, 引气量尽量大; 冷气通道气流尽量大; 而迎面尺寸尽量小.

2 实验研究方法和过程

2.1 双层喷油杆冷气流动特性模拟实验件

实验件结构(见图 4 和图 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. 实验件总长与实际短喷油杆相近, 集气箱长宽尺寸与实际兜风口相近, 高度略高.



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 const ruction

实验件适当进行了简化. 实验件为两喷油杆

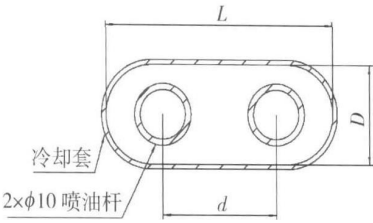


图 5 冷却套截面结构图

Fig.5 Structure of trapped cooling casing of fuel injector

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).这些简化有利于突出主要因素的影响.

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
	L	D	L/D	套总长	杆外径	杆间距	
A1	40	16	5/2	250	10	20	S_1
A2	54	16	7/4	250	10	20	$1.5 S_1$
A3	64	16	4/1	250	10	20	$2 S_1$
A4	60	18	10/3	250	10	20	$2 S_1$
A5	34	12	17/6	250	10	20	$0.5 S_1$
A6	40	10	4/1	250	10	20	$0.5 S_1$
A7	52	10	26/5	250	10	20	$0.8 S_1$
A8	60	10	6/1	250	10	20	

由于本阶段重点研究喷油杆环腔结构,不考虑进出口;不模拟实际冲压进气,而直接用直连式进气.模拟实验件由三部分组成:①双层喷油杆组件;②直连式集气箱;③可拆换的冷却套(共 8 套,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.所有实验件均从相同的集气箱进口进气,进口面积均不变,下文实验数据都是在这个情况下得到的.通过实验研究最终确定合适的冷却套结构.

2.2 实验研究内容和状态模拟

研究内容是获得新型双层喷油杆冷却通道的流动特性,具体是:①冷却套内气流流阻系数及其随质量流量的变化规律;②流阻系数随冷却套结

构尺寸的变化规律;③冷却套内气流雷诺数随进口总压的变化规律;④不同冷却套质量流量随进口总压的变化规律.

状态模拟:引气量控制在外涵气量的 2% 左右,得出冷却套内空腔的引气量在 30 g/s 范围之内,本实验台能够满足 0~ 30 g/s 的气体流量,可以真实模拟进气流量的情况.真实的套管内气流雷诺数在 20 000~ 100 000 之间,本文实验件能够模拟的范围为 10 000~ 40 000,可以模拟低雷诺数的情况,探讨其规律.气流温度为当地大气温度 25℃.实验时,8 套实验件(A1~ A8)的空腔来流气体质量流量在 4~ 28 g/s 范围内,并将其至少分为 11 个流量工况点.

2.3 实验设备和试验过程

由于本实验是针对新型双层喷油杆冷却通道的流动特性进行研究,实验设备主要是由供气系统、压力测量段组成.

供气系统:主要是向双层喷油杆冷却通道供气.气流来自于压气机、储气罐等组成的气源,经管路、阀门及控制调节装置进入到稳压罐然后进入到实验段,最后从冷却套管出口排出(过程见图 6).整个系统能半自动调节,以保持所需进气工况的稳定.供气压力及流量可通过阀门调节,气体压力由压力表测取,气体流量由浮子流量计测取.

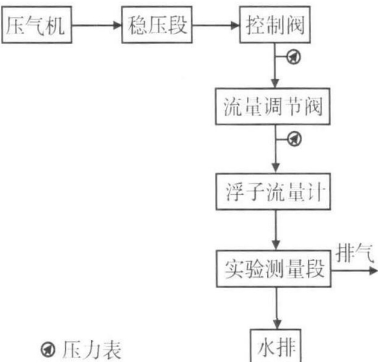


图 6 试验设备示意图

Fig.6 The schematic of test facility

压力测量段:分为实验件进口、套杆组合实验件、冷却套出口,主要是对进入实验件的气流进行压力测量,如图 7.在集气箱进口安装气流总压测量探针和静压测量孔,其中总压探针正对来流中心方向,总压、静压探针测量同一进口截面的压力.在冷却套出口安装皮托管测出口气流总静压.所有的压力示数都将显示在水排上.为了快速而准确的读取压力示数,运用了给水排照相的方法,这样能保证数据采集的同时性.

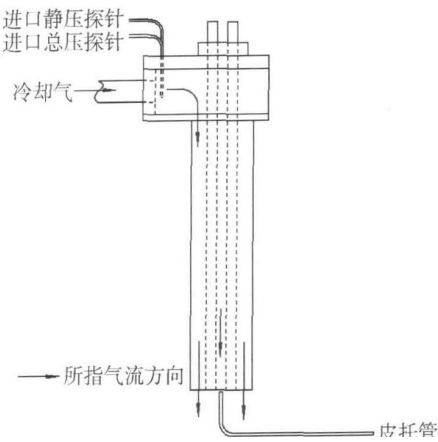


图 7 实验件压力测量简图
Fig. 7 Scheme of pressure measurement

实验过程: 对每个冷却套管在一定工况下进行实验. 开启进气阀门, 调节来流工况待其稳定后测取各处压力值. 在来流工况改变后, 水排数据采集时间间隔 5 s 以保证系统压力稳定. 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±1.5%, 二者与浮子流量计比较偏差不大于 2%.

2.4 数据处理方法

在模拟实验状态下, 通过总静压探针测量气流压力参数, 根据这些参数, 可以得到需要的冷却套内流动参数和流动特性.

2.4.1 进出口截面气流参数处理^[4]

在进出口截面上测得如下值: 气流总温 T^* 、气流动压水柱高 H_m 、气流静压水柱高 H_w . 根据气流总静压关系式, 可得进出口气流的速度及密度

$$V = \sqrt{\frac{2kRT^*}{k-1} \left[1 - \left(1 + \frac{H_m \gamma_H}{p_0 + H_m \gamma_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$
$$\rho = \frac{p_0 + H_w \gamma_H}{RT^*} \left(1 + \frac{H_m \gamma_H}{p_0 + H_w \gamma_H} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

其中 p_0 为大气压, γ_H 为水的比重.

进出口的质量流量为

$$m = \mu V \rho$$

μ 为进口流量修正系数, 由实验确定.

2.4.2 流阻损失计算

流阻损失的大小, 由流阻系数 ϕ (又称压力损失系数) 来衡量.

流阻系数 ϕ

$$\phi = \frac{p_{in}^* - p_e^*}{\frac{1}{2} \rho_m u_1^2}$$

其中下标 in 表示进入集气箱的气流, e 代表冷却套出口气流, 压力 p^* 均为总压.

2.4.3 冷却套管内气流雷诺数计算

雷诺数为惯性力与粘性力之比

$$Re = \frac{u D_e}{\nu}$$

其中 u 为套管通道气流速度, D_e 为当量直径, ν 为运动粘度.

当量直径

$$D_e = \frac{4S}{x}$$

其中 S 为套管通道环腔面积, x 为套管通道的湿周长.

3 影响流阻损失的因素分析

气冷双层喷油杆流动与冷却的主要性能指标包括冷却套内流阻损失、冷却效果及引气量等. 这三个因素是相关联的, 流阻小就可以在相同工况下增大引气量, 进而提高冷却效果. 因此研究新型喷油杆流动特性, 研究喷油杆流阻损失十分必要. 外涵引气双层壁喷油杆的流阻损失是指在加力燃烧室中, 冷却气由外涵流经冷却套与喷油杆之间的空腔, 最后流入内涵整个过程中的流阻损失. 由于冷却气从处于外涵之内的兜风口进入喷油杆冷却套, 在这个过程中的损失由兜风口突扩损失、气流改变方向的局部阻力损失和沿程阻力损失(气流与喷油杆及冷却套表面的摩擦损失)三个部分构成.

所有损失中, 沿程阻力损失和局部阻力损失是喷油杆流阻损失的主要部分, 对于研究的带有冷却套的喷油杆, 其大小与进口来流条件、喷油杆的形状尺寸及冷却套出口工况条件有关. 一般情况下, 这种喷油杆冷却套流动的基本阻力损失与来流动压头成正比, 而在真实工作情况下还与换热相关.

从外涵引气双层壁喷油杆冷气流阻损失的组成部分可以看出, 影响喷油杆冷气流阻损失的主要因素有: ①外涵来流条件: 包括来流的速度、温度及压力; ②喷油杆的结构形状及尺寸大小; ③内涵来流条件: 包括来流的速度、温度及压力.

上面的影响因素中 ① ③因素是由发动机不同工况来决定的. 本文研究的问题是第二个主要因素: 不同的冷却套截面尺寸冷却气冷态流阻损失的情况. 它也是指导具体设计的关键因素.

4 实验结果及分析

4.1 不同冷却套流阻系数随来流质量流量的变化

图 8 为不同套管流阻系数随来流质量流量的变化. 由图可见在质量流量五倍变化的情况下, 一定结构的冷却套其流阻系数基本保持不变. 流阻系数主要由双层喷油杆几何结构尺寸决定. A2, A3, A4 最低, $\psi \cong 1.0$; A1, A7, A8 也较小, $\psi \cong 1.2$; 而 A5, A6 较高, $\psi = 1.7$ 和 2.1.

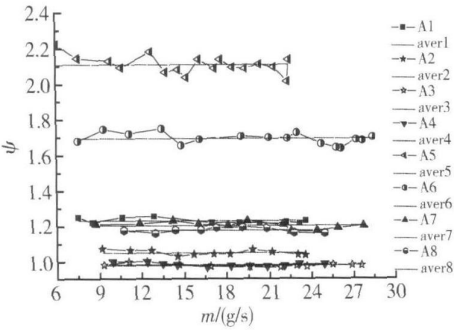


图 8 不同套管流阻系数随来流质量流量的变化
Fig. 8 Change of the pressure coefficient with the source flow flux

4.2 流阻系数随冷却套环腔面积的变化

图 9 中为了更好的了解流阻系数随环腔面积的变化, 应用了两个无量纲量. 横纵坐标 S/S_1 , ψ/ψ_1 分别是相对冷却套环腔面积和相对流阻系数 (相对于基准套管 A1). 由图 9 可知, 环腔面积越大流阻系数越小. 这是由于相同流量下, 来流动压头一定, 而环腔面积越大, 环腔平均速度越小, 则损失越小. 图 10 中的横坐标 u^2/u_1^2 是相对速度平方, (各套管相对与基准套管 A1). 由图 10 可知, 相同质量流量下, 流阻系数随不同冷却套管环腔速度平方的增加近似成直线关系. 这是因为壁面摩擦阻与速度的平方成正比.

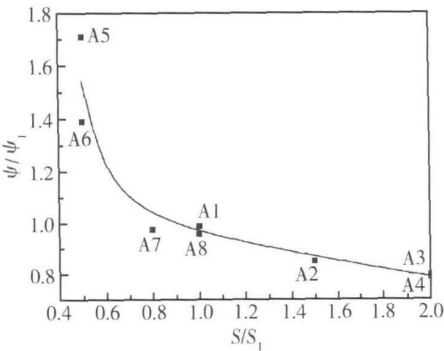


图 9 流阻系数随环腔面积变化
Fig. 9 Change of the pressure coefficient with the casing's shape

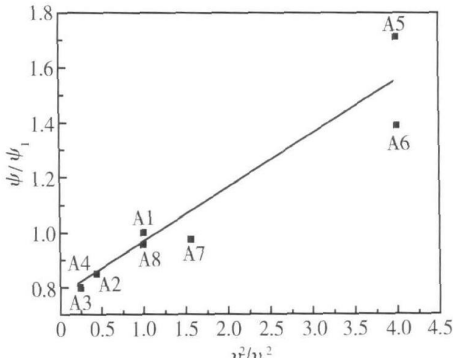


图 10 流阻系数随套管内气流速度平方的变化
Fig. 10 Change of the pressure coefficient with the flow velocity in casing

4.3 流阻系数随冷却套 L/D 的变化

对等环腔面积的套管进行分析发现: 相同环腔面积, 流阻系数随冷却套长度与宽度之比 L/D (每个冷却套管对应于一个 L/D 的值, A6 套管值大于 A5 的, A8 的 L/D 大于 A1 的, A3 的 L/D 值大于 A4 的, 见表 1) 的增大而减小 (见图 9). 不过, 当环腔面积较小, 且杆套距较小 ($< 3 \text{ mm}$) 时, 流阻系数随 L/D 增大而减小的幅度较大. 而当杆套距较大 ($> 3 \text{ mm}$) 时, 则流阻受 L/D 影响不大. A5, A6 实验件 (环腔面积相同, 为 $0.5S_1$) 的流阻系数比 $\psi_6/\psi_5 = 0.81$, 相差较大. 原因是, 由于 A5 实验件油杆与冷却套之间的间距 1 mm 大于 A6 实验件的间距 0 mm , 因而流经这个间距之间的气体 A5 实验件的比 A6 试验件的多. 气流流经杆套之间的空腔时, 与壁面摩擦的阻力大, 流阻因而就会变大. 而 A1, A8 实验件 (环腔面积相同, 为 S_1) 的流阻系数比 $\psi_1/\psi_8 = 0.96$, 两者相差很小. 差别不大是因为, 3 mm 的间距空腔所造成的摩擦阻力相对比较小. 此外, A3, A4 实验件 (环腔面积相同, 为 $2S_1$) 的流阻系数接近相等说明在套管与油杆间距大于 3 mm 时, 流阻系数主要取决于空腔面积的大小, 而与具体尺寸布置 (L/D) 关系不是太大.

4.4 不同冷却套管内流体雷诺数随进口总压的变化

在实际的加力燃烧室中, 在外涵引气双层喷油杆结构不变的情况下, 引气量由内外涵压力参数决定. 考虑到传热, 设计的实验件应尽可能地增大冷却套内部气流的换热系数. 而内部气流换热方式主要是对流换热, 换热系数可由 Nu 数求得, $Nu = f(Re, Pr)$. 各种气体的 Pr 数大致在 $0.6 \sim 0.7$ 之间, 由于变化不大将其视为不变, 这样影响

换热 Nu 数的只有 Re 数. 可以得到结论 Re 数越大, 气流的换热系数越大.

实验得到了不同冷却套管内流体雷诺数随进口总压的变化规律. 由图 11 可见: 冷却套管内气流的 Re 数随进口总压增加而增加. 相同总压下, 套管 A1 的数最大, A7 的最小. 原因是套管流速和特征尺寸两者共同影响的结果. 因为 $Re = u \times D_e / \nu$ 相同, 则 Re 数决定于 $u \times D_e$.

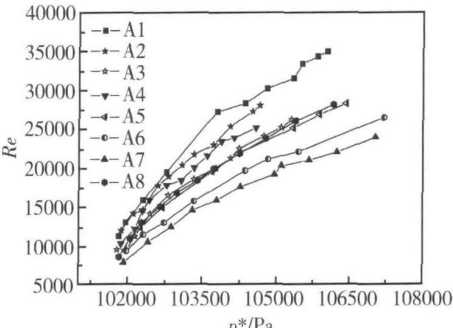


图 11 冷却套管内流体雷诺数随进口总压的变化
Fig. 11 Change of Renolds number in cooling casing with inlet total pressure

图 12 为套管内气流速度随进口总压 p^* 的变化, 表明随 p^* 增加所有套管环腔速度均增加. 而在相同 p^* 下环腔速度随环腔面积减小而增加. 图 13 表明套管的特征尺寸 D_e 随环腔面积增大而增大. 由上面两图可看出, A1 的 $u \times D_e$ 最大, 因而在相同 p^* 下其 Re 数最大.

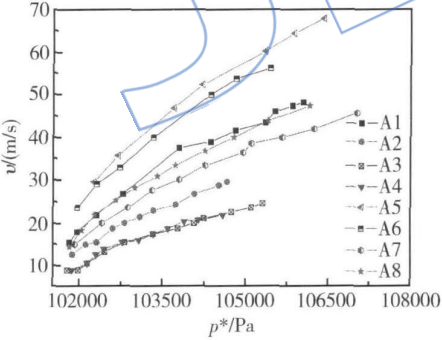


图 12 套管内气流速度随进口总压的变化
Fig. 12 Change of flow velocity in cooling casing with inlet total pressure

4.5 不同冷却套质量流量随进口总压变化

由图 14 可见, 质量流量随进口总压增加而增加, 但增加的趋势随结构的不同而不同. 根据其曲线的变化结合各套管流阻系数值(见图 8), 可看出冷却套管流量随进口总压的增加趋势与流阻系数成反比. 相同进口总压下, 套管 A2, A3, A4 质

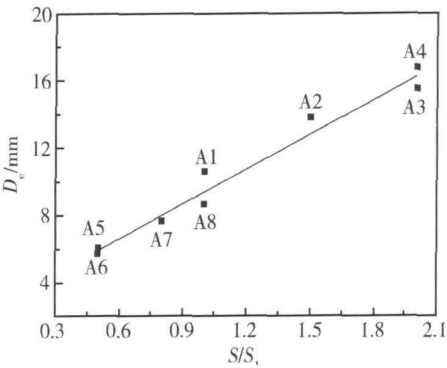


图 13 套管特征尺寸 随环腔面积的变化
Fig. 13 Change of feature size of cooling casing of fuel injector with the casing's shape

量流量最高, 这是因为其流阻系数最低; A1 较高, 因为其流阻系数也较低; A5, A6 则最低. 这和图 8 趋势一致的.

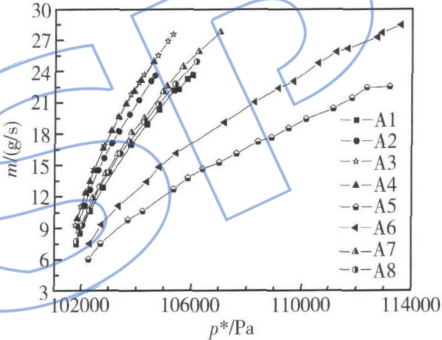


图 14 质量流量随进口总压的变化
Fig. 14 Change of mass flux with inlet total pressure

4.6 冷却套管结构尺寸的综合评价

根据双层喷油杆的设计要求, 综合三方面的因素: 套管宽度尺寸(热流迎面尺寸) D 、流阻系数 ϕ 、套管内流体的雷诺数 Re , 本文得出套管 A1, A2 较适合实际的应用. 再对这两个套管进行比较, Re_1 与 Re_2 相差不大, ϕ_1 稍大于 ϕ_2 , A1 尺寸小所用材料少, 这样结构重量轻. 本文最终选择 A1 实验件尺寸为较为合理的双层喷油杆尺寸.

5 结 论

- 1) 冷却套的流阻系数由自身结构决定, 与工况关系不大.
- 2) 流阻系数随双层喷油杆环腔面积的增大而减小.
- 3) 相同环腔面积的冷却套, 流阻系数随 L/D 增大而减小. 不过环腔面积较小, 且杆套间距较小 ($< 3\text{ mm}$) 时, 流阻系数随 L/D 增加而减小的幅

度较大,而当杆套间距较大($> 3\text{ mm}$)时,则流阻受 L/D 的影响不大.

4) 所有冷却套内气流 Re 数均随进口总压增加而增加. 相同进口总压下, Re 数决定于套管速度 u 与套管特征尺寸 D_e 的乘积. $u \times D_e$ 大则 Re 数大, 本实验 8 个试验件中在相同工况下 A1 套管内气流雷诺数最大.

5) 双层喷油杆质量流量随进口总压增加而增加,但增加的趋势与其流阻系数成反比.

6) 按照喷油杆设计要求: 套管宽度尺寸(热流迎面尺寸) D 尽量小、流阻系数 ϕ 尽量小及套管内流体的雷诺数 Re 尽量大, 本文最终选择较为合理的新型双层喷油杆冷却套 A1(尺寸 $D = 16\text{ mm}$, $L = 40\text{ mm}$).

参考文献:

[1] 白兴艳,张频捷,岳连捷. 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): 391-398.
BAI Xingyan, ZHANG Pinjie, YUE Lianjie. Research on performance of an afterburner air blast spraybar[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 391-398. (in Chinese)

[2] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社. 2002.

[3] Lovett J A, Brogan T P, Philippona D S. Development need for advanced afterburner designs[R]. AIAA 2004-4192.

[4] 钱翼稷. 空气动力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.

