

液体火箭发动机自引射工作过程传热研究

张忠利, 周立新, 张蒙正
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 建立了液体火箭发动机自引射工作过程传热分析模型。分析了圆柱型和二次喉道型引射器在不同冷却水流量下引射器的壁温和热流的变化, 得到了引射器可靠工作的冷却水流量范围, 引射器冷却水温升测试值和仿真值的一致性较好。

关键词: 液体火箭发动机; 引射器; 传热

中图分类号: V434.14-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2012) 01-0031-07

Investigation on heat transfer characteristics of LRE self-ejecting process

ZHANG Zhong-li, ZHOU Li-xin, ZHANG Meng-zheng
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xian 710100, China)

Abstract: An analytical model for convective and radiate heat transfer between the hot gas and the ejector structure was established. The variation of wall temperature and heat flow of the cylindrical and secondary-throat ejectors in the case of different cooling water flow is analyzed. The range of mass flow rate of the cooling water needed for heat protection of the ejector was determined on the basis of detailed heat transfer analysis. The computational results show that the simulation results are consistent with the experimental measurements obtained in the vacuum cabin.

Keywords: liquid rocket engine; ejector; heat transfer

0 引言

为了提高性能, 高空发动机通常采用大面积比喷管, 这给发动机地面试验带来了很大困难。高空发动机在地面整机热试车过程中, 由于外界环境压力远高于喷管出口压力, 会在喷管内产生激波, 使总压降低、传热恶化并伴随振动、气流

分离或火焰偏摆等现象, 对准确评定其在真空环境下的推力及比冲性能以及工作可靠性带来严重影响。为此, 高空发动机在地面试验时需用引射装置以达到喷管满流的目的。高性能引射器设计成为高空发动机研制中的关键技术之一。

引射器正常工作时, 经受着高温燃气与壁面的强迫对流换热和辐射换热, 因此引射器的冷却方案设计^[1-3]也十分重要。引射器冷却结构设计时

收稿日期: 2011-07-27; 修回日期: 2011-10-19

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目

作者简介: 张忠利 (1970—), 男, 高级工程师, 研究领域为液体火箭发动机过程分析
万方数据

通常考虑燃气流量、燃烧室燃气压力、燃气温度及引射器的气动结构等参数。本文介绍引射器冷却结构设计时所进行的传热特性分析方法,同时以地面试验用引射器为算例^[4]对其进行传热分析,分析其地面试车时引射器不被烧蚀所需的冷却水流量范围。

1 传热分析模型

本文的研究对象是再生冷却式引射器,冷却通道数量依据流阻损失和能否可靠冷却来确定,因为引射器为地面设备,为了节约试验费通常情况下冷却剂选取常温自来水。对于均匀分布的冷却通道,通常认为周向温度基本一致,因此可以不考虑周向的传热。在传热分析时通常取一条通道作为研究对象,分析其温度变化。

对于图1的冷却通道,一边为冷却水进口、另一边为冷却水出口。为了方便传热分析,可以不考虑集液环内流体带走的能量,原因有二:其一是这样得到的壁温及冷却水温升略高实际测量值,如果计算分析结果可以可靠冷却,那么实际工作时引射器肯定能被可靠冷却;另外一个原因是集液环内液体带走的能量经过精确传热分析后仅占总传热量的1%,因此可以忽略集液环的影响,把冷却通道入口作为冷却剂的入口可以满足工程设计要求。

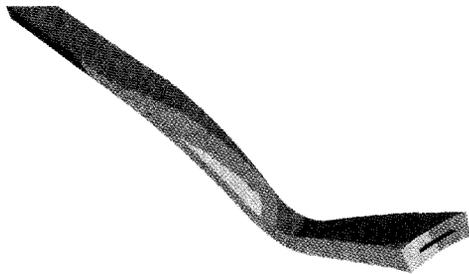


图1 物理模型

Fig. 1 Physical model

对图1的物理模型应用二维传热计算方法^[5-7]对模型简化处理后,可以得到问题的近似解,但应基于一定的假设条件。首先,计算冷却剂与冷却通道之间的对流换热时把肋简化为一维散热片处理,这种处理方法会给计算结果带来一些偏差

差,但作为工程设计计算完全可以接受;其次,不考虑冷却剂与外壳体之间的换热,因为该换热量与冷却剂和内壁之间的换热量相比很小,可以忽略;再次,认为内壁与冷却通道是线型变化的,考虑通道流通面积与换热面积大小。另外,计算时应将冷却水的最高温度控制在当地压力的沸点以下,全部按照液体性质进行计算,传热计算分析模型见图2。

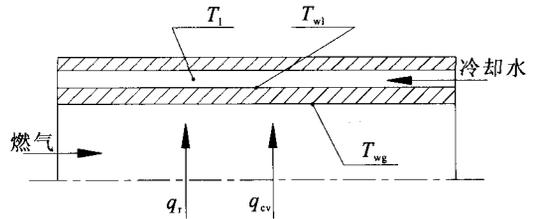


图2 传热分析模型

Fig. 2 Analytical model of heat transfer

如图2所示,将从燃气到冷却剂之间的换热看作是一个串联换热问题,燃气与内壁面之间的热量传递由对流换热和辐射换热两部分组成;引射器壁内部为导热;冷却剂与冷却通道之间为对流换热,这种热量传递关系可以表示为:

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{tot}} &= q_r + q_{\text{cv}} = q_r + h_g (T_{\text{ad}} - T_{\text{wg}}) \\ q_{\text{tot}} &= \frac{\lambda}{\delta} (T_{\text{wg}} - T_{\text{wl}}) \\ q_{\text{tot}} &= h_{\text{leq}} (T_{\text{wl}} - T_1) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\Rightarrow q_{\text{tot}} = \frac{T_{\text{ad}} - T_1 + \frac{q_r}{h_g}}{\frac{1}{h_g} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{leq}}}}$$

式中: q_{tot} 为总换热的热流密度; q_r 为辐射热流密度; q_{cv} 为对流热流密度,其中对流换热是主要形式; h_g 为燃气与引射器壁的对流换热系数; h_{leq} 为冷却剂与冷却通道的等效换热系数; T_{ad} 为绝热壁温; δ 为引射器的内壁厚; λ 为壁材料的导热系数。

计算冷却剂与冷却通道对流换热时,引入肋片效率概念,其等效对流换热系数为:

$$h_{\text{leq}} = h_1 (\eta A_1 + A_2) / A_0 \quad (2)$$

式中: A_1 为肋片表面积; A_2 为肋基未装肋的光滑

表面积; A_0 为未装肋时壁表面积; h_1 为对流换热系数, 根据管内湍流试验关联式确定; η 为肋片效率, 对于等截面直肋, η 计算公式为:

$$\eta = th(mh) / mh \quad (3)$$

在引射器壁的冷却通道内均匀划分计算节点, 冷却通道内相邻节点之间通过流体流动传递的热量联系起来, 即认为冷却通道某一节点内, 引射器壁传给冷却剂的热量全部传给下一节点内的冷却剂, 但在引射器壁内部不考虑热量沿轴向传递, 因此计算程序严格地讲应该准二维。计算时, 边区燃气总温依据流场分析结果。

1.1 燃气对流热流分析

燃气对流换热^[9]是引射器内燃气向壁传热的主要形式。在引射器内, 对流热流在燃气进口处常占总热流的 80% 以上, 在引射器出口附近可达 98% 以上。因此确定燃气对流热流, 是分析引射器传热状况和采取正确冷却措施的首要工作。

巴兹在计算近壁层燃气与壁的换热系数时, 用下列方法得到的壁温与实际测量值比较接近。

$$h_g = \frac{0.026}{d_i^{0.2}} \left(\frac{\mu}{p_r} \frac{c_p}{p_r} \right) \left(\frac{P_c}{c} \right)^{0.8} \left(\frac{A_i}{A} \right)^{0.9} \sigma \quad (4)$$

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} \frac{T_{wg}}{T^*} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \right) + \frac{1}{2} \right]^{-0.68} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \right)^{-0.12} \quad (5)$$

$$c^* = \sqrt{RT^*} / \Gamma \quad (6)$$

$$\Gamma = \sqrt{k \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (7)$$

$$q_{cv} = h_g (T_{ad} - T_{wg}) \quad (8)$$

1.2 燃气辐射热流分析

引射器内壁受燃气中二氧化碳和水蒸气的气体辐射, 以及燃烧过程产生的自由碳粒子的热辐射作用。气体辐射对波长有明显的选择性, 二氧化碳的主要辐射谱带在波长 2.7 μm , 4.3 μm 和 15 μm 附近; 水蒸气的主要辐射谱带在波长 1.9 μm , 2.8 μm , 6.7 μm 和 21 μm 附近。气体辐射的波长均在红外辐射范围内, 所以有时也称非发光辐射。固态自由碳粒的辐射具有连续的光谱, 万方数据

因此称为发光辐射。燃气对引射器壁的辐射换热热流密度可由公式 (9) 计算:

$$q_r = 0.5\sigma(1 + \varepsilon_w) \varepsilon_g T_g^{1.4} (T_g^{2.5} - T_{wg}^{2.5}) \quad (9)$$

式中: σ 为斯蒂芬-波尔兹曼常数; ε_w 为引射器壁的发射率 (黑度); ε_g 为燃气的发射率 (黑度); T_g 和 T_{wg} 分别为燃气和引射器内壁的温度, K。

2 引射器传热分析

2.1 圆柱型引射器传热分析

对于地面试车用引射器, 考虑到研发成本, 采用的引射器为夹套式水冷圆柱型结构, 如图 3 所示, 流量参数见表 1。

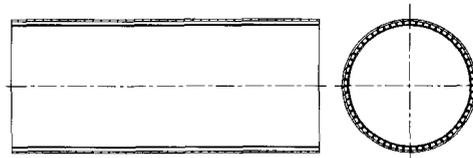


图 3 圆柱型引射器冷却结构简图

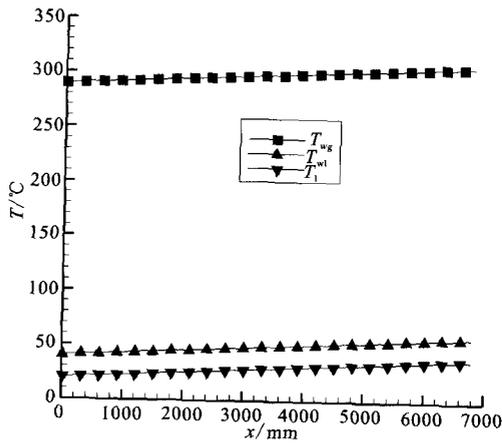
Fig. 3 Cooling structure of cylindrical ejector

表 1 引射器流量参数

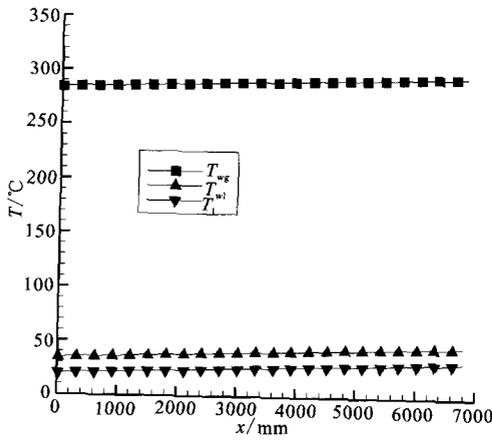
Tab. 1 Flux parameters of ejector

	物理量	数值
燃气入口 参数	$\dot{m}_g / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	44.615
	T_g / K	3 100.0
	p_g^* / MPa	5.72
冷却水入口 参数	$\dot{m}_g / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	300.0, 450.0, 600.0
	T_l / K	293.0
	p / MPa	2.5

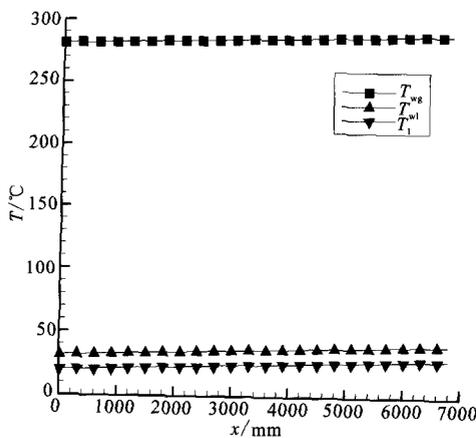
从图 3 可看出, 该引射器采用水冷夹套结构, 在夹套内焊接 60 条筋板, 筋板是内外壁联接的桥梁, 兼顾支撑内外壁和分流冷却水作用, 使冷却水在夹套内不致产生死区, 从而产生引射器局部烧蚀。依据 1 节的分析方法, 应用图 3 和表 1 的数据, 计算得到圆柱型引射器气壁温 T_{wg} 、液壁温 T_{wl} 及冷却水温度 T_l , 对流热流 q_{cv} 、辐射热流 q_r 及总热流 q_{tot} 沿轴线方向的变化过程, 分析结果见图 4~5 和表 2, 起点为冷却水的入口。



(a) 冷却水流量为 300 kg/s



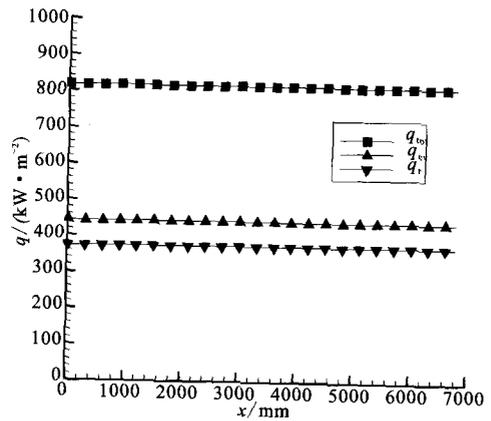
(b) 冷却水流量为 450 kg/s



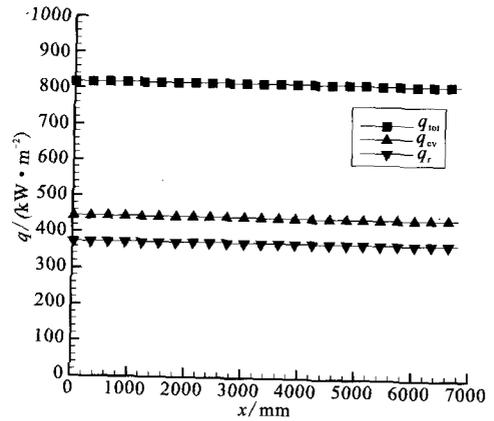
(c) 冷却水流量为 600 kg/s

图 4 引射器沿轴线温度变化曲线

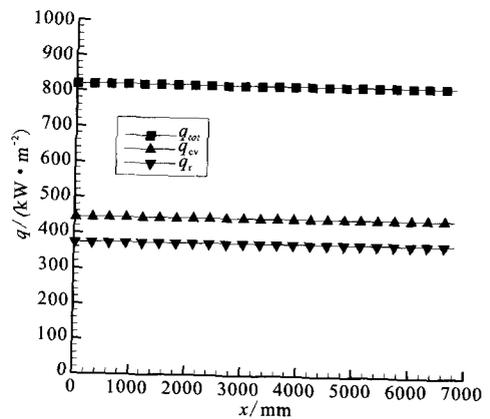
Fig. 4 Temperature variation of ejector along axis



(a) 冷却水流量为 300 kg/s



(b) 冷却水流量为 450 kg/s



(c) 冷却水流量为 600 kg/s

图 5 引射器沿轴线热流变化曲线

Fig. 5 Heat flux variation of ejector along axis

从图 4~5 得到, 引射器在冷却水的作用下, 随着冷却水流量的增加, 气壁温 T_{wg} 在不断减小, 液壁温 T_{wl} 也在不断减小, 冷却水出口温度也在不断减小; 总热流在不断升高。从以上分析结果

来看, 该引射器的冷却水流量在 300~600 kg/s 范围内工作时是安全的。

表 2 圆柱型引射器传热分析结果

Tab. 2 Analysis results of heat transfer of cylindrical ejector

$m_l / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	300.0	450.0	600.0
$T_{\text{lin}} / ^\circ\text{C}$	20.0	20.0	20.0
$T_{\text{loin}} / ^\circ\text{C}$	38.20	32.16	29.13
$T_{\text{wg, in}} / ^\circ\text{C}$	289.49	284.19	281.34
$T_{\text{wg, out}} / ^\circ\text{C}$	306.68	295.68	289.97
$T_{\text{wl, in}} / ^\circ\text{C}$	40.22	34.64	31.64
$T_{\text{wl, out}} / ^\circ\text{C}$	58.33	46.74	40.73
$q_{\text{tot, in}} / (\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$	817.60	818.53	819.03
$q_{\text{tot, out}} / (\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$	814.59	816.52	817.52

2.2 二次喉道型引射器传热分析

二次喉道型引射器也采用夹套式水冷圆柱形结构, 如图 6 所示, 流量参数见表 1。

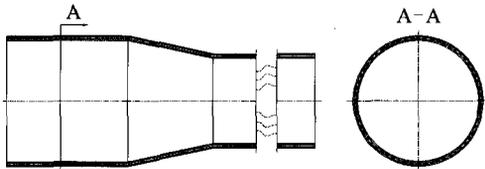
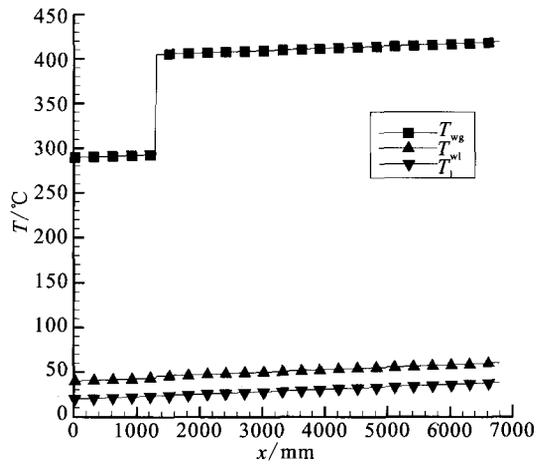


图 6 二次喉道型引射器冷却结构简图

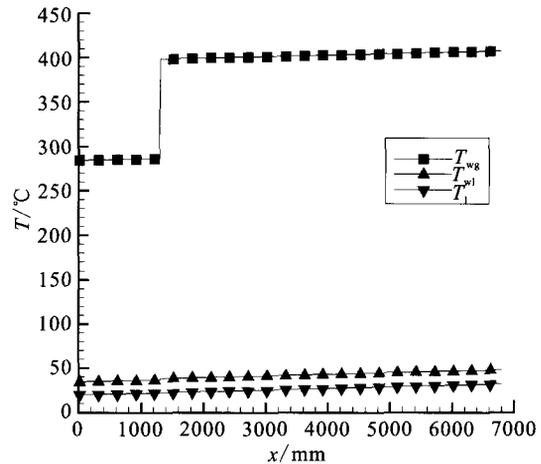
Fig. 6 Cooling structure of secondary-throat ejector

依据 1 节的分析方法, 应用图 6 和表 1 的数据, 计算得到二次喉道型引射器气壁温 T_{wg} 、液壁温 T_{wl} 及冷却水温度 T_1 , 对流热流 q_{cv} 、辐射热流 q_r 及总热流 q_{tot} 沿轴线方向的变化过程, 分析结果见图 7~8 和表 3, 起点位置为冷却水的入口。

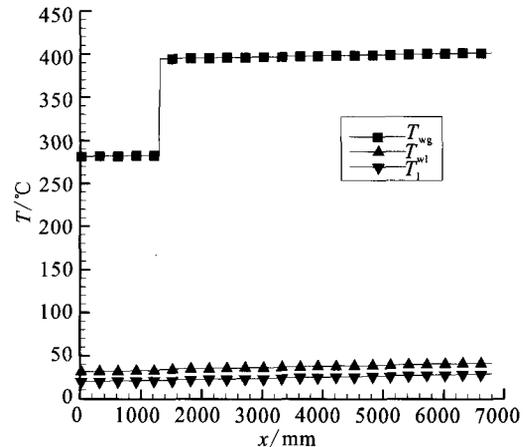
从图 7~8 得到, 引射器在冷却水的作用下, 随着冷却水流量的增加, 气壁温 T_{wg} 在不断减小, 液壁温 T_{wl} 也在不断减小, 冷却水出口温度也在不断减小; 总热流在不断升高。从以上分析结果来看, 该引射器的冷却水流量在 300~600 kg/s 范围内工作时是安全的。



a) 冷却水流量为 300 kg/s

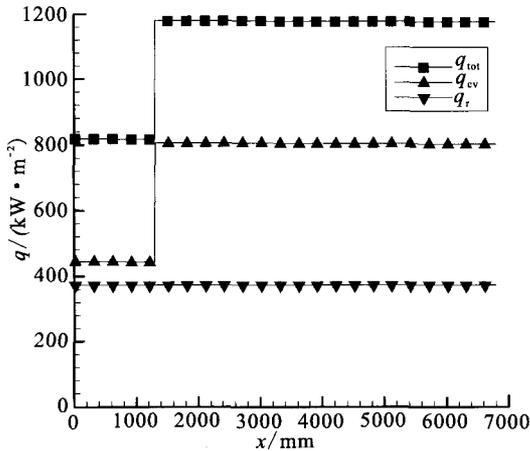


b) 冷却水流量为 450 kg/s

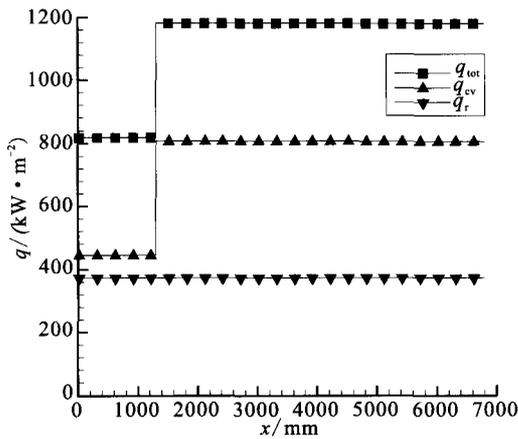


c) 冷却水流量为 600 kg/s

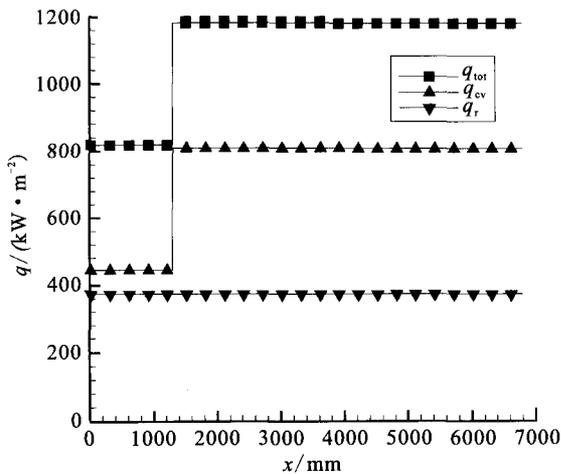
图 7 二次喉道型引射器沿轴线温度变化曲线
Fig. 7 Temperature variation of secondary-throat ejector along axis



(a) 冷却水流量为 300 kg/s



(b) 冷却水流量为 450 kg/s



(c) 冷却水流量为 600 kg/s

图 8 引二次喉道引射器沿轴线热流变化曲线

Fig. 8 Heat flux variation of secondary-throat ejector along axis

表 3 二次喉道型引射器传热分析结果

Tab. 3 Analytical results of heat transfer of secondary-throat ejector

$q_{in}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	300.0	450.0	600.0
$T_{l,ir}/^\circ\text{C}$	20.0	20.0	20.0
$T_{l,out}/^\circ\text{C}$	38.43	32.24	29.30
$T_{w,ir}/^\circ\text{C}$	289.52	284.2	281.35
$T_{w,out}/^\circ\text{C}$	418.45	407.37	401.74
$T_{w,ir}/^\circ\text{C}$	40.25	34.65	31.65
$T_{w,out}/^\circ\text{C}$	60.35	48.14	41.95
$q_{tot,ir}/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2})$	817.6	818.5	819.02
$q_{tot,out}/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2})$	1 174.6	1 178.3	1 180.1

3 试验研究

某型液体火箭发动机是正在研制的二级发动机，该发动机的室压高、喷管面积比大，出口压力远低于大气压，因此在地面试车时需使用引射器。为了简化设计、节约研制成本，试车时采用了圆柱型引射器。冷却结构与圆柱型结构相同，引射器安装简图见图 9。

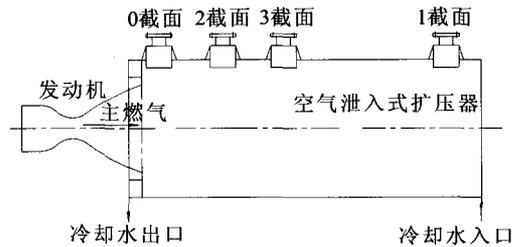


图 9 引射器安装简图

Fig. 9 Installation diagram of ejector

该型引射器采用自来水作为冷却剂，冷却水从引射器的后部进入，前端流出。冷却水流量约为 600 kg/s，冷却水入口温度约为 20 °C。冷却水测试数据见表 4，其中图 10 为某三次试车冷却水温的测试值变化曲线。

从表 4 和图 10 可看出，对于该型号发动机试应用引射器试车时，当冷却水流量为 600 kg/s 时冷却水温升约为 10 °C，与第 2 节分析结果一致。

表4 冷却水测试数据

Tab. 4 Tested values of cooling water

试车代号	001	002	003
冷却水流量 $q_{ml}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	602.0	599.5	601.8
冷却水入温度 $T_{in}/^{\circ}\text{C}$	20.3	11.5	19.5
冷却水出口温度 $T_{out}/^{\circ}\text{C}$	30.5	23.5	30.1
冷却水温升/ $^{\circ}\text{C}$	10.2	12.0	10.6

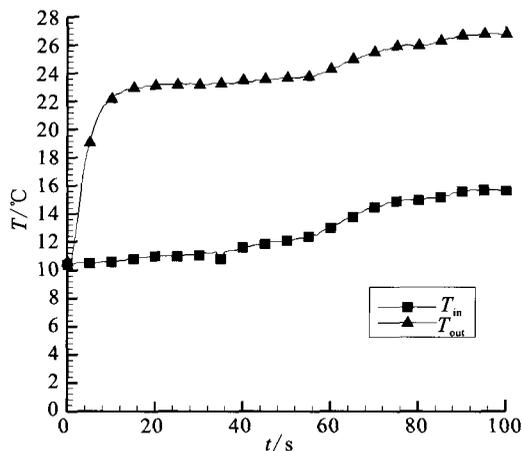


图10 试车时冷却水温测试值随试车时间变化曲线

Fig. 10 Variation of cooling water temperature with hot fire time

4 结论

1) 建立了引射器传热分析模型, 应用数值计算方法得到了圆柱型和二次喉道型引射器在发

动机正常工作时冷却水流量范围为 300~600 kg/s 时的冷却液温升、液壁温、气壁温、热流等参数, 从这些参数的变化情况来看引射器结构是安全的。

2) 本文分析的引射器结构在发动机正常工作时冷却液流量为 600 kg/s, 试车时测量的冷却液温升值约为 10 °C, 仿真分析得到的冷却液温升值约为 9.3 °C, 二者一致。

参考文献:

- [1] 徐万武, 王振国. 环型超声速空气引射器零二次流场数值研究[J]. 推进技术, 2003, (2): 36-39.
- [2] 吴继平, 陈健, 王振国. 带二次流的多喷管超声速引射器性能实验研究[J]. 强激光与粒子束, 2007, 19(9): 1439-1443.
- [3] 吴继平, 王振国. 第二喉道超声速引射器启动性能理论研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(5): 803-803.
- [4] 张忠利. 超音速二次喉道扩压器气动特性研究[J]. 火箭推进, 2001, 27(3): 14-22.
- [5] LU Kuen tzong, KOU Hong Sen, LAN Ting hsien, Geometrically and thermally non. optimum ejector heat pump analysis[J]. Energy Converts MGMT, 1993, 34(12): 1287-1297.
- [6] HSU C T. Investigation of an ejector heat pump by analytical methods [R]. USA: Oak Ridge National Lab, 1984.
- [7] HAMMER R M. An investigation of an ejector compression refrigeration cycle and its application to heating, cooling and energy conservation [D]. USA: The University of Alabam, 1978.
- [8] KENAN J H. An investigation of ejector design by analysis and experiment [J]. J. Appl. Mech Trans AMSE, 1950 (5): 299-309.

(编辑: 马杰)