

超声速风洞喷管冷却结构的多目标优化设计

杨洪涛¹, 游广飞¹, 徐 亮², 阮麒成²

(1. 郑州机械研究所有限公司, 郑州 450052;

2. 西安交通大学 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 针对某风洞喷管提出了一种水冷结构,即在喷管前后段壁内设置了 24 组流道,而在喉部区域壁内错排布置扰流柱阵列。采用气热耦合-结构热分析的数值模拟方法对喷管整体结构的流动、换热、刚度性能进行了计算和分析。计算结果表明:冷却水量为 1 kg/s 时,与基础件相比,提出的冷却结构的概念件平均冷却效率提升 0.68%,喉部等效应变减小 5% 左右。采用了响应面模型近似方法和多岛遗传算法对概念件进行了多目标优化计算,结果表明:冷却水量为 2.142 9 kg/s 时,与概念件对比,优化件壁面最高温度可以降低 1.6 K 左右,喉部等效应变减小约 10%。喷管冷却结构设计及其多目标优化方法为风洞喷管型面有效的热防护设计提供一定的参考。

关 键 词: 超声速风洞喷管;多流道冷却结构;气热耦合-结构热分析;多目标优化设计;响应面模型近似方法
中图分类号: V211.74 **文献标志码:** A

Multi-objective optimization design of supersonic wind-tunnel nozzle cooling structure

YANG Hongtao¹, YOU Guangfei¹, XU Liang², RUAN Qicheng²

(1. Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering Company, Limited,
Zhengzhou 450052, China;

2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A cooling structure for nozzle of a wind tunnel was proposed, that is: 24 channels were set on walls of anterior and posterior segments of the nozzle while staggered pin-fin structure was set on wall of nozzle throat area. The numerical simulation method of the conjugated heat transfer-structural thermal analysis was used to calculate and analyze the fluid flow, heat transfer, and stiffness performances of the overall nozzle structure. The calculation results showed that under the cooling water mass flow rate of 1 kg/s, the averaged cooling efficiency of the proposed cooling structure of the conceptual nozzle was 0.68% higher than that of the basic structure, and equivalent elastic strain of throat area of the nozzle was reduced by around 5%. The response surface model approximation method and multi island genetic algorithm were used to perform multi-objective optimization calculation of the conceptual nozzle. The results showed that the maximum wall temperature of the optimized structure was about 1.6 K lower than that of the conceptual one under the cooling water mass flow rate of 2.142 9 kg/s, and equivalent elastic strain of throat area of the nozzle was reduced by around 10%. The cooling structure design of the nozzle and its multi-objective optimization method may provide a reference for an effective thermal protection

收稿日期: 2021-10-16

基金项目: 国家自然科学基金(51876157); 陕西省自然科学基金(2019JM-096)

作者简介: 杨洪涛(1989—),男,高级工程师,硕士,主要从事航空航天领域非标机电一体化装备设计研究。

引用格式: 杨洪涛,游广飞,徐亮,等. 超声速风洞喷管冷却结构的多目标优化设计[J]. 航空动力学报, 2023, 38(5): 1047-1057. YANG Hongtao, YOU Guangfei, XU Liang, et al. Multi-objective optimization design of supersonic wind-tunnel nozzle cooling structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(5): 1047-1057.

design of nozzle of wind tunnel.

Keywords: supersonic wind-tunnel nozzle; multi-channel cooling structure;
conjugated heat transfer-structural thermal analysis;
multi-objective optimization design; response surface model approximation method

超声速风洞喷管在航空航天设备性能测试及航天器的外型设计发挥着重要作用^[1],其外型(尤其是喉部区域的过渡型面)对气流流动的气流品质和出口马赫数起决定性的影响^[2]。高温长时间工作的超声速风洞喷管在高温燃气的直接冲刷下将会面临高度烧蚀的危害^[3],特别是喷管喉部的高温区域更容易发生局部大的变形,将大大降低风洞的气流流动品质。近些年来,研究人员^[4-7]通过特殊的机械结构来调节型面形状获得可变马赫数的喷管。可调马赫数高超声速风洞喷管的出现,喷管外型形变不仅影响着喷管内气流的品质,也影响外壁面区域机械调控装置的有效协调运动,由此对风洞型面的热防护要求越来越高。

由于喷管喉部区域一般为温度最高的区域,在实际动力设备中,喷管冷却技术主要在喉部区域采用发汗冷却^[8-9]、再生冷却^[10-11]、气膜冷却^[12-13]和添加内置复合陶瓷隔热材料^[14]等。而对于测试用的高超声速风洞喷管,由于比实际动力设备运行工作时的燃气温度要低得多,一般采用水冷方式。Back 等^[15]针对一收缩-扩张型风洞喷管,提到采用了三流道水冷结构冷却喷管收缩前端外壁面以及喷管外壁面。何宁等^[16]采用 computational fluid dynamics (CFD) 模拟了某喷管上开矩形槽道的水冷结构,得到了槽道宽高比对喷管平均冷却效率的影响规律。黄祯君等^[17]对喷管外壁面的水冷却结构进行了多流道水冷的设计,对比分析了矩形通道与圆形通道对换热效果的影响。Pal 等^[18]实验研究了某喷管的喉部高温区域射流冲击冷却和多流道水冷复合结构,研究表明喉部高温区域实现了很好的冷却效果,不再是喷管壁面上温度最高的区域。Liu 等^[19]采用 CFD 对某喷管外壁面多流道水冷结构以及喉部设计射流冲击的结构进行了计算研究。可见,多流道水冷结构是一种较为典型的风洞喷管的热防护措施,而 CFD 数值模拟计算是设计喷管水冷通道的一种常用手段。

本文在喷管前后段采用多流道水冷却结构的基础上,针对喷管的高温喉部区域,提出了一种扰流柱阵列冷却结构,期望不仅增强喉部区域的换热能力,同时提高该区域的刚度而减小喷管的

形变量。采用气热耦合-热结构有限元的数值模拟方法,对喷管及其壁内冷却结构进行了流动、换热和刚度计算。采用文献 [15] 中的某喷管为例,对所提出的概念冷却结构,以扰流柱的结构参数和冷却水量作为输入参数,喷管的壁面最高温度、平均冷却效率和冷却通道摩擦因数作为优化响应参数,采用了中心复合实验设计-响应面模型近似方法-多岛遗传算法耦合的优化方法计算得到输入参数与响应参数的拟合式,并获得了外壁优化水冷结构及最佳冷却水量。本文所提出的喷管冷却结构及其多目标优化方法为未来超声速风洞喷管型面的热防护提供了一定的参考。

1 气热耦合数值方法及研究对象

1.1 几何模型

采用文献 [15] 中的某风洞喷管为例,其几何模型如图 1 所示。该喷管总长为 120 mm,壁厚为 8 mm,喉部直径为 45.8 mm,喷管收敛半角为 30°,收缩面积比为 7.75 : 1,扩张半角为 15°,扩张面积比为 2.68 : 1。图 2 给出了文献 [15] 中实验测得的喷管外壁面的温度 (T_{ow})。在进行数值方法验证的计算时,喷管外壁面采用该测试温度数据的拟合函数作为外壁面的边界条件,相应的拟合公式为

$$T_{ow} = 294.595 + \frac{1.171}{0.039 \sqrt{\frac{\pi}{2}}} \exp \left[-2 \left(\frac{Z - 0.085}{0.039} \right)^2 \right] \quad (1)$$

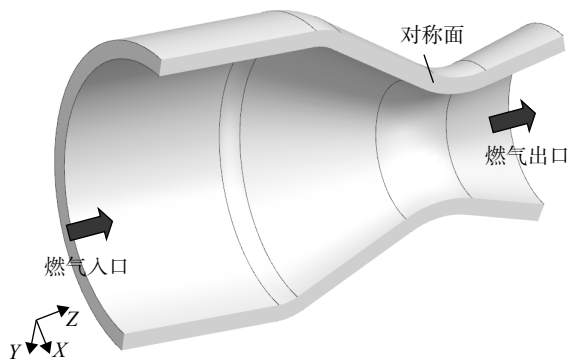
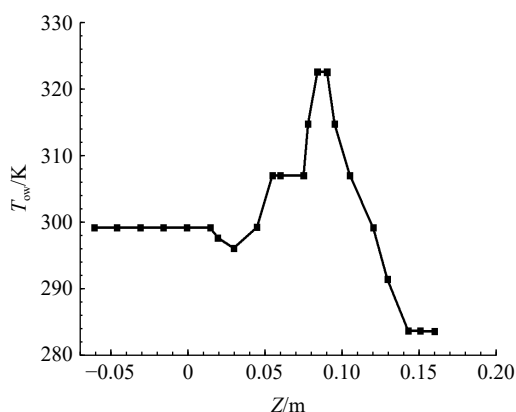


图 1 风洞喷管的几何模型^[15]

Fig. 1 Geometric model of wind-tunnel nozzle^[15]

图2 风洞喷管壁面温度分布^[15]Fig. 2 Temperature distribution on wall of a wind-tunnel nozzle^[15]

式中 Z 为高温燃气的流向坐标方向。

1.2 参数定义

喷管内壁面的平均温度 T_{ave} 为

$$T_{ave} = \frac{1}{A} \int_A T_{iw} dA \quad (2)$$

式中 T_{iw} 为喷管内壁面温度; A 为喷管内壁面的面积。

喷管的平均冷却效率 η 为

$$\eta = \frac{T_g - T_{ave}}{T_g - T_c} \quad (3)$$

式中 T_g 为喷管入口燃气的温度; T_c 为冷却通道入口水流的温度。

冷却通道的摩擦因数 f 定义为

$$f = \frac{\Delta p d}{2 \rho L_c u^2} \quad (4)$$

式中 Δp 为冷却通道进出口压差, 即压损; d 为当量直径, 文中选取为流道的水力直径, $d=4.778$ mm; ρ 为水的密度; L_c 为冷却通道的长度, $L_c=0.218$ m; u 为冷却通道的特征速度。

根据文献 [15], 壁面传热系数为

$$h = \frac{q_w}{T_{aw} - T_{iw}} \quad (5)$$

式中 q_w 为喷管内壁面的热流密度; T_{aw} 为绝热壁温, 即将喷管外壁面的边界设置为绝热壁面(无冷却)时得到的喷管内壁面温度。

1.3 气热耦合数值模拟方法及其验证

采用商用 CFD 软件 CFX19.0 对图 1 的喷管及其喷管壁固体区域进行数值模拟计算。喷管入口燃气温度为 844.3 K。当燃气温度范围在 572~

1 111 K 之间时, 辐射效应一般可忽略不计^[15], 因此, 本文的数值模拟计算不考虑高温辐射效应。求解喷管内高温燃气域、外壁固体域、壁面的水冷流动域, 为全三维稳态模拟计算。流体域的控制方程包括连续性方程、动量守恒方程 (Navier-Stokes 方程) 以及能量守恒方程, 固体域求解能量方程, 流体域和固体域之间进行耦合计算, 流固界面设置为热通量相等。各控制方程基于有限体积法进行二阶迎风格式离散, 计算时所有方程的整体残差水平低于 10^{-6} 的数量级时视为求解收敛。拟采用 re-normalization group $k-\varepsilon$ (RNG $k-\varepsilon$) 湍流模型进行求解, 下面对其准确性进行验证。

如表 1 所示, 数值模型的燃气域由高温、可压缩气体组成, 气体选择为理想空气, 其动力黏度 μ 由 Sutherland 方程给出, 即

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_{air}}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_0 + S}{T_{air} + S} \quad (6)$$

式中 μ_0 为参考动力黏度, $\mu_0=1.716 \times 10^{-5}$ Pa·s; T_{air} 为气体静态温度; T_0 为参考温度, $T_0=273.11$ K; S 为 Sutherland 常量, $S=110.56$ K。

表 1 喷管气热耦合计算边界条件及其湍流模型

Table 1 Boundary conditions and turbulence model of the coupled heat transfer calculation for nozzle

参数	数值及说明
燃气入口压力/ 10^5 Pa	5.171
燃气入口温度/K	844.3
外壁面温度	式(1)
喷管出口	超声速出口
入口燃气密度/(kg/m^3)	2.130 6
燃气动力黏度	Sutherland 方程
湍流模型	RNG $k-\varepsilon$

图 1 所示的几何模型喷管壁固体域由不锈钢 12Cr18Ni9 材料制成, 该材料的计算相应参数为: 密度为 $8\,055$ kg/m^3 、比热容为 512 J/($\text{kg} \cdot \text{K}$)、导热系数为 17.3 W/($\text{m} \cdot \text{K}$)。

对该计算模型采用结构化网格, 为适应 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对近壁面网格密度的要求, 即保证无量纲近壁面距离 y^+ 接近 30, 对燃气域近壁面网格进行了细化, 近壁面第一层的网格尺寸为 0.001 mm, 网格增长率为 1.2, 边界层数为 15 层, 计算域网格如图 3 所示。经多次验算, 当整体网格数量达到 43 万后(固体域网格数为 3 万, 流体域网格数为

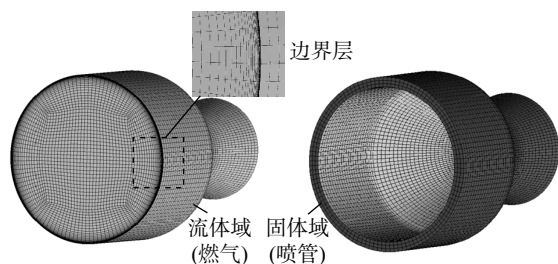


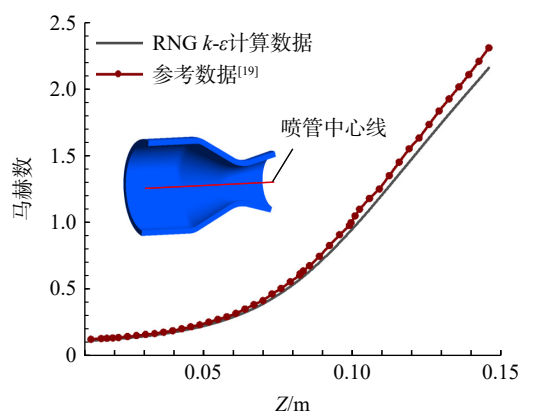
图3 计算域网格绘制

Fig. 3 Mesh generation for computational domain

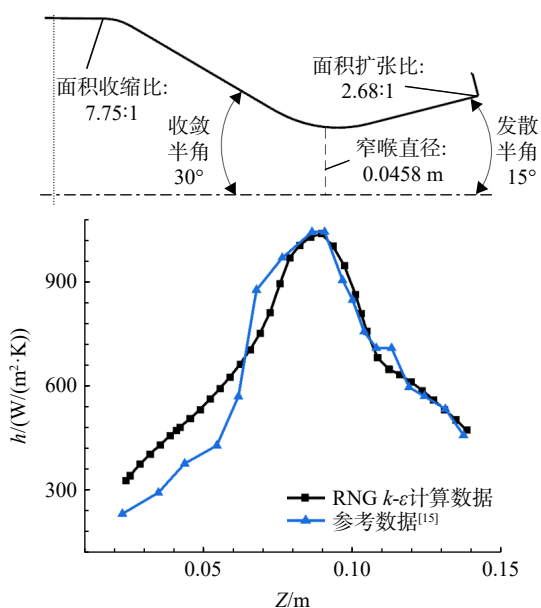
40万), 数值计算结果具有网格无关性。

图4(a)为文献[19]和本文的喷管中心线处的流动马赫数分布, 可以看到两者的马赫数误差在10%以内, 出口马赫数均为2.25左右, 说明本文数值模拟计算喷管内的流场结果较为准确。

图4(b)所示为文献[15]实验测试与本文数值模



(a) 喷管中心线处的流动马赫数对比



(b) 喷管壁面传热系数对比

图4 数值方法的验证

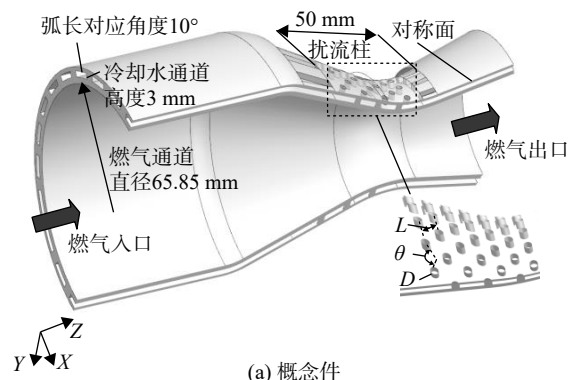
Fig. 4 Validation of numerical method

拟计算的喷管壁面传热系数沿喷管流向的分布, 可以看到与实验测试数据对比, 本文的数值计算结果获得的喷管壁面传热系数沿Z方向的分布趋势与文献一致。喷管前段的收缩段存在约8%左右的偏差, 这可能是实验测试风洞中水冷却通道的入口效应引起的, 而本文模拟只是采用了测试的外壁温度, 这将导致一定的偏差。而喷管的喉口区域及其后半段与测试数据基本相同, 这表明本文的气热耦合方法可以较为准确地模拟喷管高温气流与喷管壁的换热过程。因而后续数值模拟计算均采用上述的气热耦合数值模拟方法。

1.4 研究对象

采用文献[15]中的某风洞喷管为例, 在其厚度为8 mm的喷管壁内前后段周向均匀每15°布置一个扇形水冷通道, 这样整个喷管壁中的水冷通道为24个。扇形通道内径65.85 mm, 距离喷管内壁3 mm, 距离外壁2 mm, 即其高度为3 mm。扇形通道宽度上的两个边, 形成的扇形角为10°。喉口区域上下游50 mm区域布置为一个完整的环形水冷通道, 没有设置扰流柱的结构称为基础件, 而布置有7排阵列扰流柱的结构称为概念件。概念件扰流柱直径D为3 mm, 上下游扰流柱之间的距离L为6 mm。环形流道圆周方向按15°阵列角(θ)均匀布置扰流柱。图5给出了喷管外壁冷却的基础件和概念件模型。

在进行气热耦合数值模拟时, 风洞喷管的进出口条件、湍流模型、固体材质与表1一致, 而水冷通道的计算域入口设置水流量和温度为300 K, 出口设置为大气压, 喷管固体域的外壁面设置为绝热壁面, 冷却流体计算域的湍流模型也是 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。



(a) 概念件

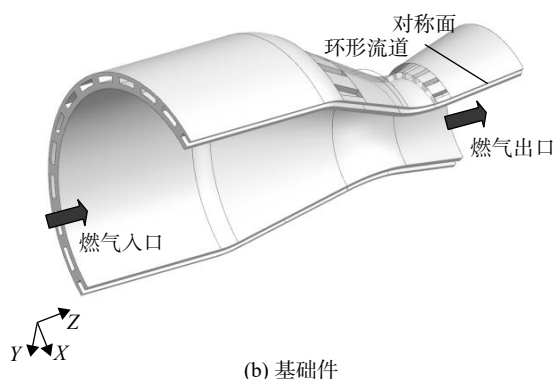


图5 喷管壁面冷却的基础件和概念件模型

Fig. 5 Basic nozzle and conceptual nozzle models for wall cooling

气热耦合数值模拟时, 喷管内部的网格与验证计算时相同, 固体域由于含有多个水冷通道, 本研究采用了非结构化网格, 基础件和概念件的固体域网格数分别为 50 万和 131 万。图 6 给出了固体域的非结构化网格。水冷通道采用结构化网格, 水冷通道计算域近壁面第一层网格尺寸均为 0.1 mm, 增长因子为 1.2, 边界层加密网格层数为 15 层, 基础件和概念件的水冷通道区域的网格数分别为 192 万和 272 万。经验算, 当基础件和

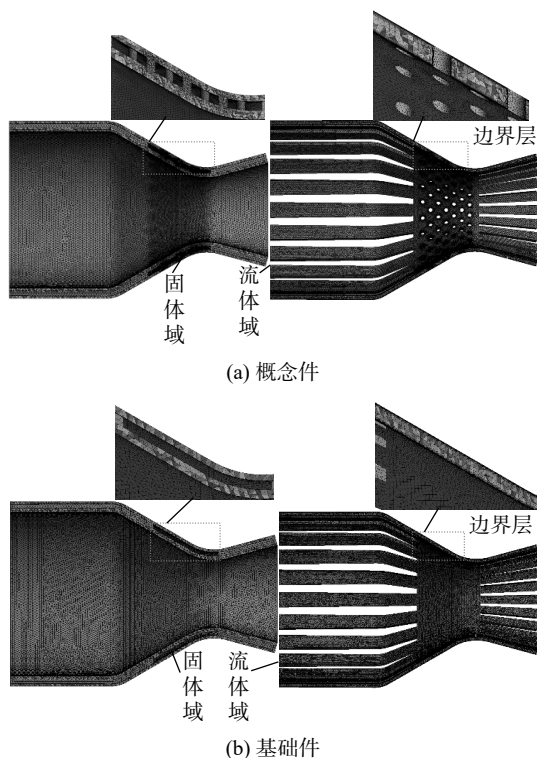


图6 固体域的非结构化网格

Fig. 6 Unstructured mesh generation of solid domain

概念件的整体网格数量分别达到 282 万、443 万时, 气热耦合数值计算的结果具有网格无关性。

1.5 多目标优化计算方法

基于 Isight 软件建立了概念件的多目标优化模型, 该模型如图 7 所示, 包含中心复合实验设计、响应面模型和多岛遗传算法(MIGA)三个模块。

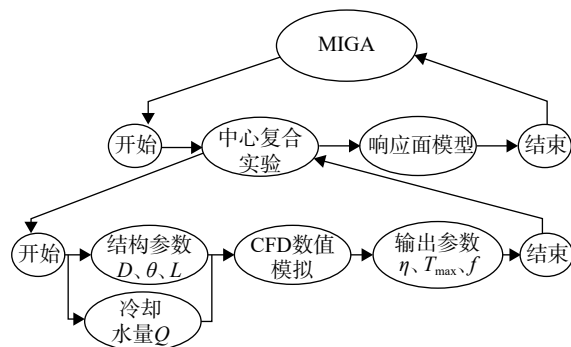


图7 多目标优化模型

Fig. 7 Model of multi-objective optimization

从概念件喉部的扰流柱阵列中挑选了扰流柱直径 D 、扰流柱圆周阵列角 θ 、上下游扰流柱距离 L 三个几何结构参数为变量, 同时关注冷却水量 Q , 以这四个变量作为输入参数, 在这些输入参数设定的允许范围下进行中心复合实验设计。

由于环形流道长度只有 50 mm, 宽度只有 3 mm, 建模过程中对 D 、 θ 、 L 三个参数的取值范围有一定限制, 在保证扰流柱排数为 7 的条件下, D 、 θ 、 L 的取值范围分别是 1~5 mm, $10^\circ \sim 20^\circ$, 5~7 mm。冷却水量 Q 选取为 0.5~5 kg/s, 原因在于: 如图 8 所示, 水量增加至 5 kg/s 后, 喷管内壁面温度降低幅度很小且壁面传热系数变化不大, 但压损却呈指数趋势增加, 因此, 为保证冷却结构的经济性能, 选取的水量为 0.5~5 kg/s。从图 8 中还可以看出, 喷管内壁面温度和传热系数沿 Z 方向呈现减至最小 ($Z=0.02$ m)—增至最大 ($Z=0.08$ m)—减小的趋势, 最小值处是位于喷管截面开始收缩的转折区域, 这里的水域出现了漩涡增强了换热, 最大值处则是喷管喉部的温度值最大的地方。将这些输入量 (D 、 θ 、 L 、 Q) 选取三水平进行中心复合实验设计, 一共有 30 组计算方案。

对这些方案进行数值模拟后, 得出优化的性能目标参数, 本文优化计算的目标参数包括冷却通道摩擦因数 f 、喷管内壁面最高温度 $T_{\max}$ 和喷管平均冷却效率 η , 通过后处理得到表 2 的数据。

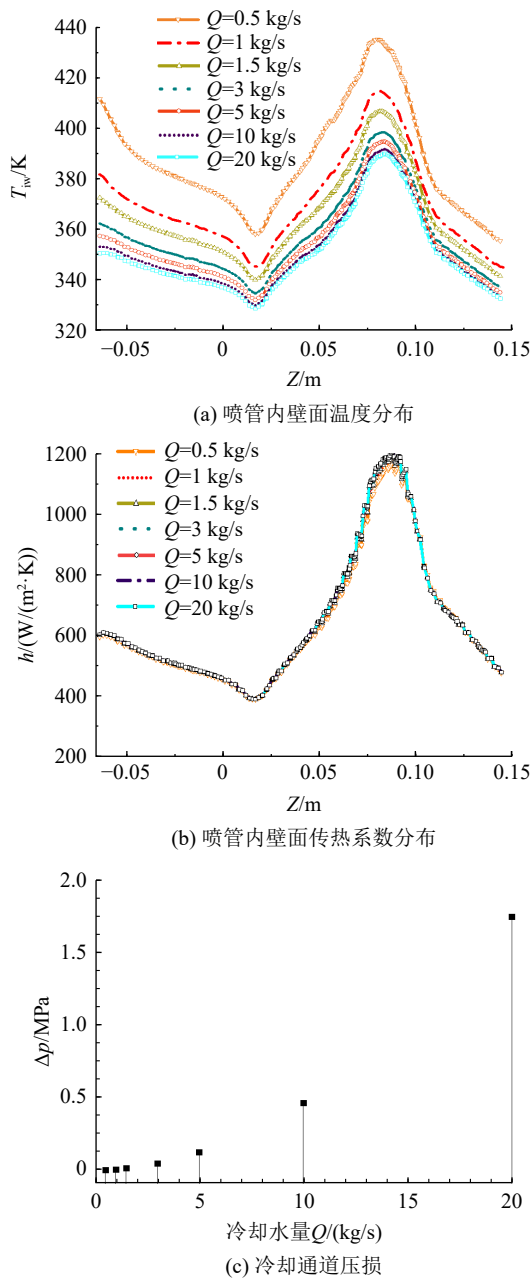


图 8 不同质量流量下概念件的流动换热性能比较
Fig. 8 Flow and heat transfer performances comparison of conceptual nozzle under different mass flow rates

基于表 2 的数据,通过二阶响应面模型近似方法构建了这三个目标参量与输入量的拟合方程:

$$y = c_0 + \sum_{i=1}^4 c_i x_i + \sum_{i=1}^4 c_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=i+1}^4 c_{ij} x_i x_j \quad (7)$$

式中 y 为响应参数 (η 、 $T_{\max}$ 、 f); x 为设计变量; i 、 j 均为设计变量的下标; c 为多项式各项的系数,响应各项的系数值在表 3 列出。

表 4 为响应和设计变量之间的拟合关联式的精度,其中 R^2 代表近似模型的可信度,越接近 100%

表 2 中心复合实验设计方案下气热耦合数值模拟计算结果
Table 2 Coupled heat transfer numerical simulation results of central composite experimental design schemes

运行序	$Q/(kg/s)$	$\theta/(^{\circ})$	D/mm	L/mm	η	$T_{\max}/K$	f
1	2.75	20	3	6	0.892 9	400.9	0.004 52
2	2.75	15	3	6	0.892 9	400.4	0.004 25
3	2.75	15	5	6	0.892 9	401.9	0.004 60
4	2.75	10	3	6	0.893 3	399.5	0.004 32
5	5.00	15	3	6	0.899 7	395.9	0.003 99
6	2.75	15	3	5	0.892 9	400.6	0.004 27
7	2.75	15	3	7	0.893 1	400.1	0.003 91
8	0.50	15	3	6	0.842 6	437.0	0.005 25
9	2.75	15	3	6	0.892 9	400.4	0.004 25
10	2.75	15	1	6	0.892 3	402.5	0.003 81
11	5.00	20	5	5	0.899 5	398.4	0.004 35
12	2.75	15	3	6	0.892 9	400.4	0.004 25
13	2.75	15	3	6	0.892 9	400.4	0.004 25
14	0.50	20	5	7	0.844 4	430.4	0.005 41
15	5.00	10	1	5	0.899 3	396.8	0.003 88
16	0.50	10	5	5	0.847 2	418.2	0.005 25
17	0.50	10	1	7	0.838 9	449.9	0.005 39
18	5.00	10	5	7	0.898 8	398.5	0.005 76
19	0.50	20	1	5	0.834 1	468.5	0.005 06
20	5.00	20	1	7	0.899 5	396.2	0.003 19
21	0.50	20	5	5	0.844 9	425.4	0.005 53
22	5.00	10	1	7	0.899 5	396.8	0.003 77
23	0.50	10	1	5	0.839 1	447.1	0.005 84
24	5.00	10	5	5	0.898 8	400.7	0.004 86
25	2.75	15	3	6	0.892 9	400.4	0.004 25
26	5.00	20	5	7	0.899 5	398.0	0.003 98
27	2.75	15	3	6	0.892 9	400.4	0.004 25
28	0.50	20	1	7	0.838 1	452.5	0.004 56
29	5.00	20	1	5	0.895 3	414.4	0.003 47
30	0.50	10	5	7	0.847 9	419.0	0.006 14

表 3 拟合公式系数表
Table 3 Table of fitting formula coefficient

多项式 分项	分项 系数	系数值		
		η	$T_{\max}$	f
常数项	c_0	8.19×10^{-1}	4.57×10^2	3.13×10^{-3}
x_1	c_1	3.71×10^{-2}	-2.68×10^1	-8.14×10^{-4}
x_2	c_2	-8.63×10^{-4}	3.64×10^0	-1.15×10^{-4}
x_3	c_3	4.00×10^{-3}	-1.56×10^1	-4.27×10^{-4}
x_4	c_4	1.58×10^{-3}	-2.20×10^0	1.43×10^{-3}
x_1^2	c_{11}	-4.35×10^{-3}	3.25×10^0	8.34×10^{-5}
x_2^2	c_{22}	-1.93×10^{-6}	8.00×10^{-3}	8.88×10^{-6}

多项式 分项	分项 系数	续表 系数值		
		η	$T_{\max}$	f
x_3^2	c_{33}	-1.27×10^{-4}	5.50×10^{-1}	2.96×10^{-6}
x_4^2	c_{44}	-1.40×10^{-4}	3.50×10^{-1}	-1.04×10^{-4}
$x_1 \cdot x_2$	c_{12}	4.90×10^{-5}	-1.58×10^{-1}	-6.78×10^{-6}
$x_1 \cdot x_3$	c_{13}	-4.34×10^{-4}	1.62×10^0	4.41×10^{-5}
$x_1 \cdot x_4$	c_{14}	1.02×10^{-5}	-3.72×10^{-1}	8.06×10^{-6}
$x_2 \cdot x_3$	c_{23}	3.44×10^{-5}	-1.57×10^{-1}	-8.36×10^{-7}
$x_2 \cdot x_4$	c_{24}	8.73×10^{-5}	-3.87×10^{-1}	-3.13×10^{-5}
$x_3 \cdot x_4$	c_{34}	-2.53×10^{-4}	1.08×10^0	8.21×10^{-5}

表 4 响应面模型拟合公式的精度

Table 4 Accuracy of response surface model fitting formula

响应参数	$R^2/\%$
η	99.91
$T_{\max}$	97.77
f	93.05

说明近似模型的可信度越高。从表中看到 R^2 均在 90% 以上,说明本文采用的二阶响应面模型精度较高。图 9(a)~图 9(c)给出了三个目标参数的拟合关联式误差, η 、 $T_{\max}$ 、 f 对应的三个响应值的拟合值与数值计算的真实值误差分别在 1%、3% 和 15% 以内,说明拟合公式(7)是较为准确的。

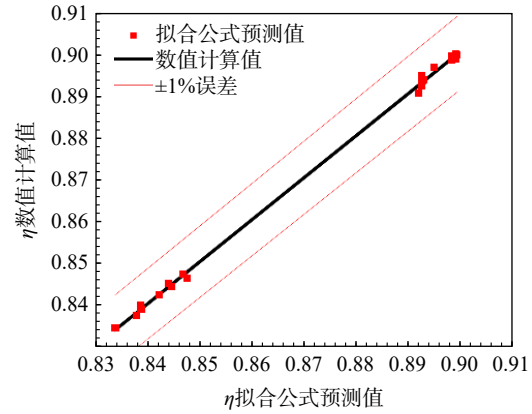
利用 MIGA 对目标参数进行优化。MIGA 设置的初始种群个体为 10, 岛数为 5, 进化代数 10, 交叉概率为 1.0, 变异概率为 0.01, 以及岛间的迁移率为 0.5。MIGA 的数学描述如下。

以通道水流量 Q 、扰流柱圆周阵列角 θ 、扰流柱直径 D 和扰流柱排流向间距 L 为设计变量, 用 $\mathbf{x}=(x_1, x_2, x_3, x_4)=(Q, \theta, D, L)$ 表示; 以喷管内壁面最高温度 $T_{\max}$ 、冷却通道摩擦因数 f 最小、喷管平均冷却效率 η 最大为优化目标, 建立了三个目标函数 $\eta=f_1(\mathbf{x})$ 、 $T_{\max}=f_2(\mathbf{x})$ 和 $f=f_3(\mathbf{x})$:

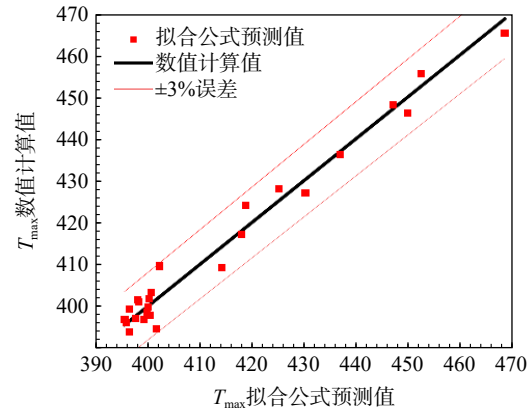
$$\begin{cases} \max \eta=f_1(\mathbf{x})=f(Q, \theta, D, L) \\ \min T_{\max}=f_2(\mathbf{x})=f(Q, \theta, D, L) \\ \min f=f_3(\mathbf{x})=f(Q, \theta, D, L) \end{cases} \quad (8)$$

根据喷管冷却结构的尺寸限制以及为保证其经济性, 还对设计变量设置了约束条件:

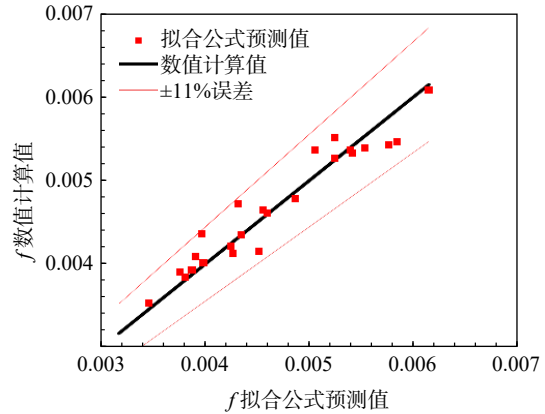
$$\text{s.t.} \begin{cases} 0.5 \text{ kg/s} \leq Q \leq 5 \text{ kg/s} \\ 10^\circ \leq \theta \leq 20^\circ \\ 1 \text{ mm} \leq D \leq 5 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} \leq L \leq 7 \text{ mm} \end{cases} \quad (9)$$



(a) 喷管平均冷却效率拟合公式误差



(b) 喷管内壁面最高温度拟合公式误差



(c) 冷却通道摩擦因数拟合公式误差

图 9 响应拟合关联式误差

Fig. 9 Error of response fitting correlation formulas

2 结果与讨论

2.1 对流换热和刚度分析

选取了冷却水量 $Q=1 \text{ kg/s}$ 时, 气热耦合数值模拟计算了基础件与概念件的流动、传热和刚度。图 10 给出了概念件和基础件喉部区域的壁面温度云图, 可以看到概念件内壁面的喉部高温区域温度低于基础件 10 K 左右。表 5 给出了概念件和基础件的三个研究目标指标的对比, 可以看到

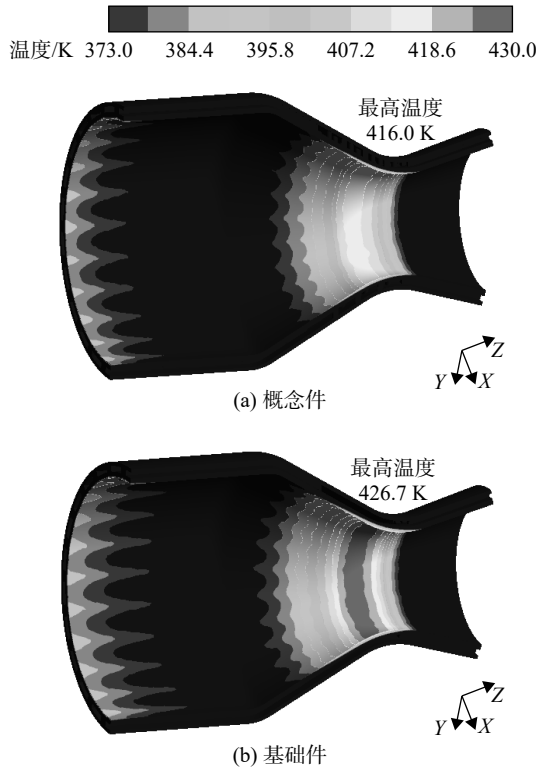


图 10 喷管喉部区域壁面温度 ($Q=1$ kg/s)
Fig. 10 Temperature of nozzle throat wall ($Q=1$ kg/s)

表 5 喷管的流动换热性能对比
Table 5 Flow and heat transfer performances comparison of nozzle

流动换热指标	概念件	基础件
最高温度 $T_{\max}/K$	416.0	426.7
平均冷却效率 η	0.871 6	0.864 8
摩擦因数 f	0.004 79	0.003 51

喉部增加扰流柱阵列结构, 平均冷却效率能够有效提升 0.68%, 喷管内壁面的最高温度降低了 10.7 K, 但水冷通道的摩擦因数也相应地增加了 36.5%。这说明了概念件的扰流柱阵列结构增强了喷管的对流换热性能, 也带来了水冷通道内更大的流动阻力。这意味着相同冷却水量下, 需要更大的泵功来保证冷却水的供应。这也说明概念件的扰流柱阵列结构存在优化空间, 需要对这些扰流柱进行多目标优化计算, 进一步挖掘最优结构。

用 Workbench 的静态结构强度计算模块计算出喷管壁面因承受温度载荷所产生的热应力与应变, 具体过程为: 由 CFX 气热耦合模拟计算得到概念件和基础件的流体域-固体域交接面的温度和压力, 链接到稳态结构强度模块。导入喷管外壁固体的几何后, 设置喷管外壁所用材料属性、

将交接面的温度和压力作为输入载荷施加到外壁固体模型的相应交接面上, 同时喷管外壁两端设置固定约束后, 求解模型的热应力和应变。

图 11 给出了冷却水量 $Q=1$ kg/s 时, 概念件和基础件的应力和应变的云图。基础件的最大应力在喉口区域达到 429.8 MPa, 相应喉口区域最大应

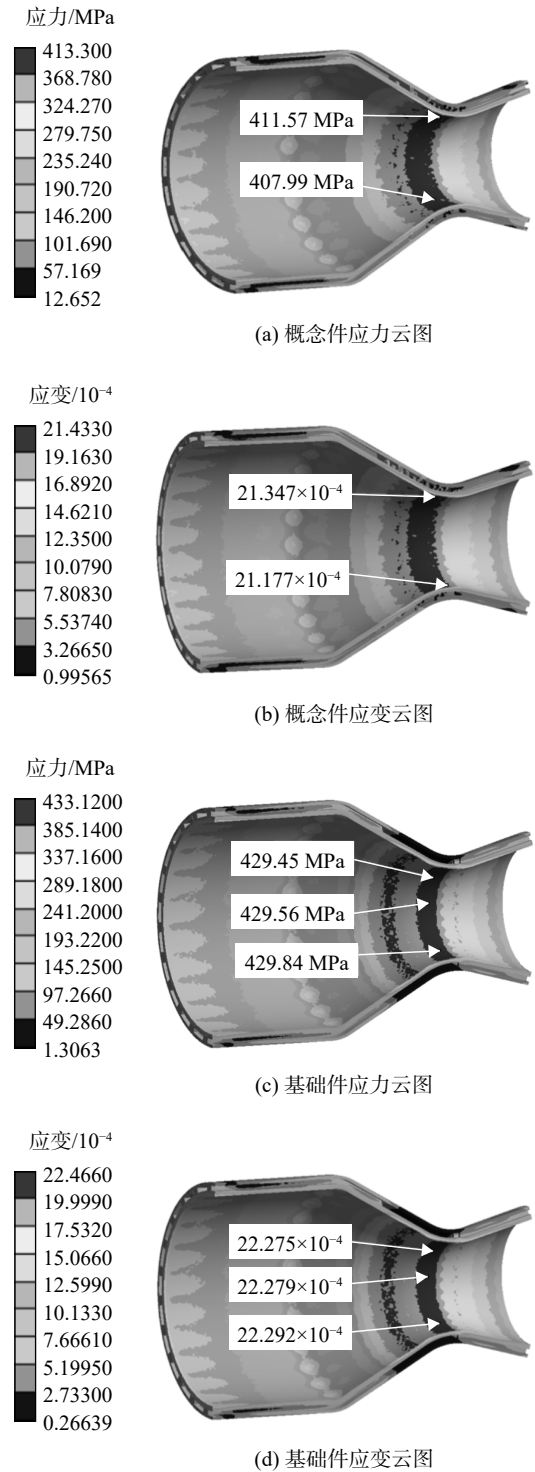


图 11 喷管壁面的应力、应变云图 ($Q=1$ kg/s)
Fig. 11 Stress and strain diagram of nozzle walls ($Q=1$ kg/s)

变为 2.2×10^{-3} ; 而概念件的最大应力也是在喉口区域, 为 411.6 MPa, 相应最大的应变为 2.1×10^{-3} 。与基础件相比, 该冷却水量下概念件喉口区域的应力分布较为集中均匀, 最大应力和最大应变均能降低近 5%, 可见扰流柱的结构可以有效提升喷管喉部区域的刚度, 减小相应的变形量。

2.2 响应面模型拟合结果分析

图 12 给出了输入参数与各个性能响应参数之间的关系。与其他输入变量相比, Q 的变化对 η 、 $T_{\max}$ 和 f 的影响均很显著, 表现为: 随着 Q 的增大, η 随之快速增大达到峰值 90.17% 后下降, $T_{\max}$ 随之快速减小至谷值 398.2 K 后上升, f 则随之快速减小直到几乎不变的趋势; θ 对 f 有积极影响, 对 $T_{\max}$ 有消极影响, 对 η 的影响较小, 表现为:

随着 θ 的增大, f 缓慢减小, $T_{\max}$ 缓慢增大, η 保持在 89.95% 左右; D 对 $T_{\max}$ 有积极影响, 而对 f 有消极影响, 对 η 的影响较小, 表现为: 随着 D 的增大, $T_{\max}$ 缓慢减小, f 急速增大, η 则保持在 89.92% 左右; L 对 $T_{\max}$ 有积极影响, 而对 f 有消极影响, 对 η 的影响较小, 表现为: 随着 L 的增大, $T_{\max}$ 缓慢减小, f 缓慢增大, η 则保持在 89.90% 左右。

总的来说, η 、 $T_{\max}$ 、 f 三个响应参数均对输入参数 Q 最敏感, $T_{\max}$ 、 f 还对输入参数 θ 、 D 、 L 敏感, 而 η 对输入参数 θ 、 D 、 L 不敏感。这说明冷却水量 Q 是影响概念件平均冷却效率、壁面最高温度和流动摩擦因数的主要因素, 其他输入参数对于平均冷却效率的影响可忽略不计而对于壁面最高温度和流动摩擦因数有一定的影响。

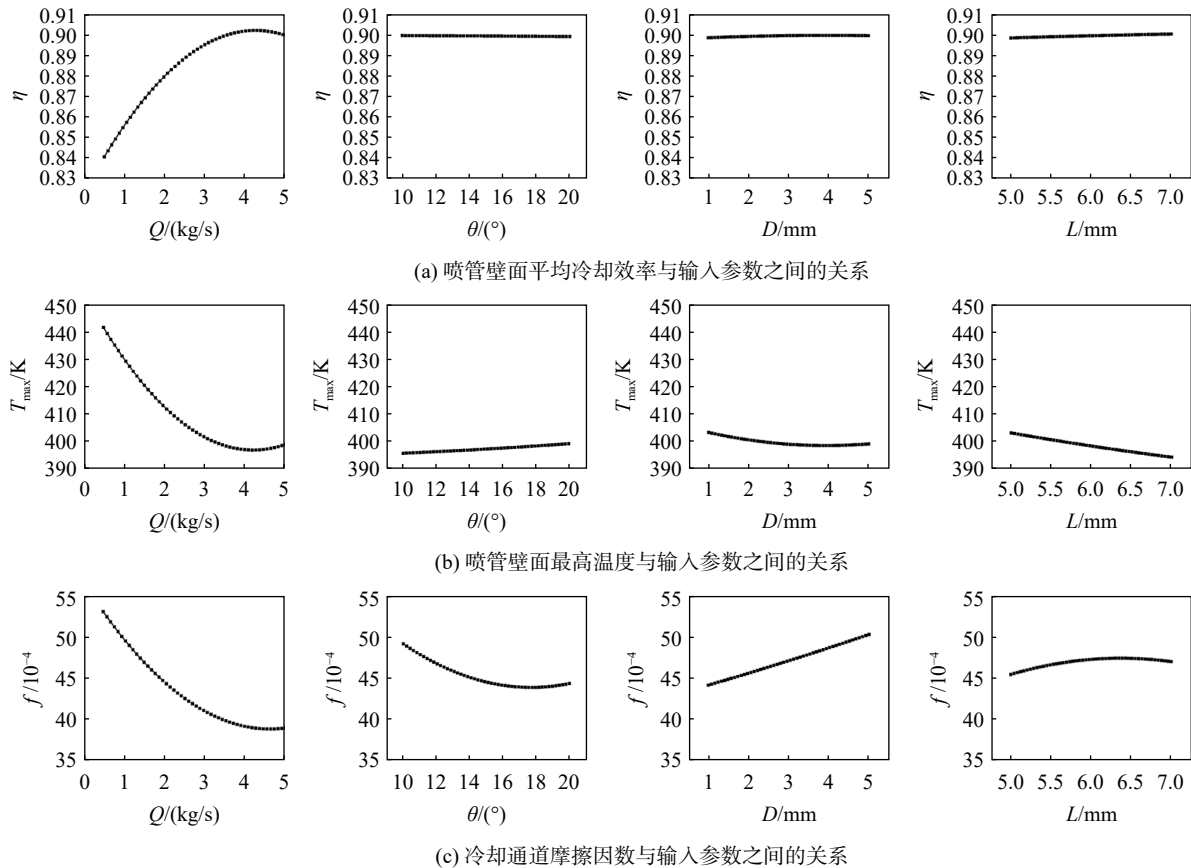


图 12 目标参数与输入参数的关系

Fig. 12 Relations between outputs and inputs

2.3 多目标性能优化结果分析

由 MIGA 计算得到了关于三个响应参数最优下的优化结果, 其中一组优化结果及其通过仿真验算的结果如表 6 所示, 可以看到, 响应的优化结果与仿真计算结果之间误差均在 9% 以内, 证明

了该优化方法的准确性。在 $Q=2.1429 \text{ kg/s}$ 下, 与概念件相比, 优化件的平均冷却效率都在 0.89 左右, 提升幅度很小, 壁面最高温度降低 1.6 K, 同时流动摩擦因数仅升高 3.4%。整体上, 优化件、概念件在平均冷却效率数值上差异不明显, 原因在于

表 6 优化计算和仿真验算结果的比较

Table 6 Comparison of optimization calculation and simulation verification results

结果比较	输入参数				响应参数		
	$Q/(kg/s)$	$\theta/(^{\circ})$	D/mm	L/mm	η	T_{max}/K	f
优化件的优化计算结果	2.142 9	10.023 3	3.322 2	5.848 0	0.885 0	401.8	0.004 93
优化件的仿真验算结果	2.142 9	10.023 3	3.322 2	5.848 0	0.889 6	401.4	0.004 53
误差/%					0.52	0.10	8.11
概念件的仿真验算结果	2.142 9	15	3	6	0.889 0	403.0	0.004 37

Q 是影响平均冷却效率的主要因素。

图 13 给出了 $Q=2.1429\text{ kg/s}$ 时优化件和概念件的温度云图, 可以看到优化件内壁面的喉部高温区域温度低于概念件约 1.6 K , 且优化件内壁面高温区域面积更小。图 14 给出了优化件、概念件的等效应变云图。概念件的最大应变均在喉口区域, 为 1.9×10^{-3} ; 而优化件的最大应变同样在高温区域的喉口区域, 为 1.7×10^{-3} 。与概念件相比, 该冷却水量下优化件最大应变均能降低近 10% , 可见经优化后的扰流柱结构能够更加有效地提升喷管喉部区域的刚度, 减小相应的变形量。

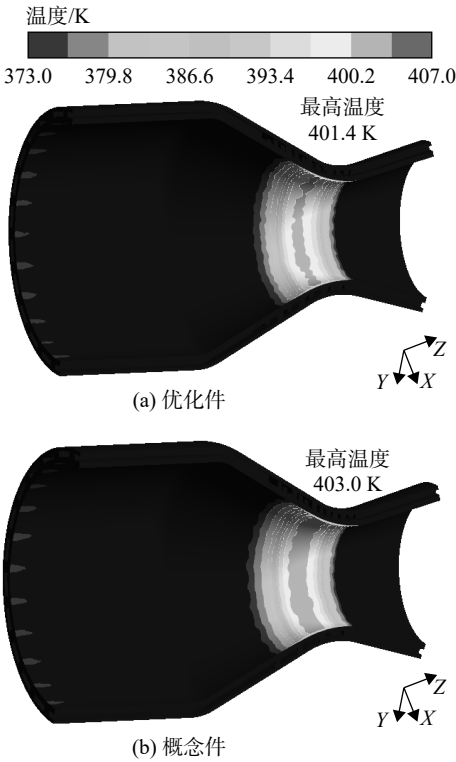


图 13 优化件和概念件壁面的温度云图
($Q=2.1429\text{ kg/s}$)

Fig. 13 Temperature diagram of the optimized and the conceptual nozzle walls ($Q=2.1429\text{ kg/s}$)

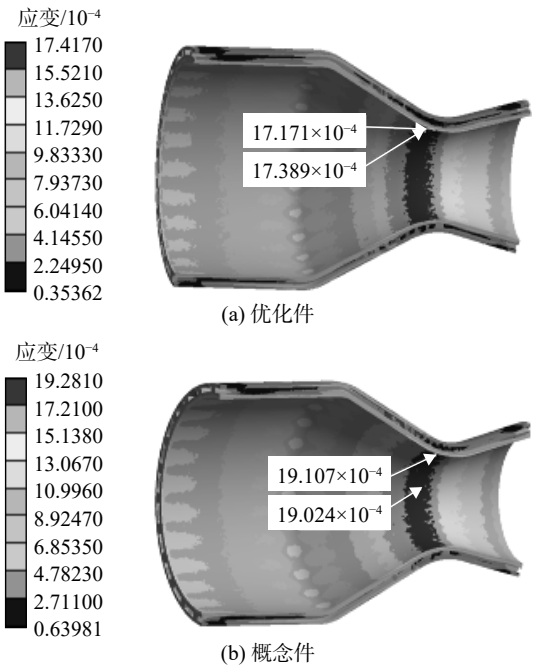


图 14 优化件和概念件壁面的应变云图($Q=2.1429\text{ kg/s}$)

Fig. 14 Strain diagram of the optimized and the conceptual nozzle walls ($Q=2.1429\text{ kg/s}$)

3 结 论

为减小高超声速风洞喷管内壁面型面的高温变形, 提升风洞喷管供给气流的质量, 本文以某文献风洞喷管外型为例, 提出了一种概念水冷却结构。采用气热耦合-结构热分析的数值模拟方法分析了风洞喷管的流动、换热和刚度性能, 同时采用响应面模型近似方法以及 MIGA 挖掘了概念件的最优水冷结构和冷却水量, 得出的主要结论如下:

- 1) 在冷却水质量流量 $Q=1\text{ kg/s}$ 时, 与基础件相比, 概念件喉部区域的扰流柱结构显著提高了喷管的换热性能和刚度。
- 2) 随着冷却水质量流量的增加, 喷管壁面的温度降低趋势逐渐减缓, 壁面传热系数稍有提升,

而冷却通道的压损在 $Q=5\text{ kg/s}$ 后则呈指数式增长, 说明继续增加水流量, 需要更大的供水泵功, 这样经济性能差。

3) 通过响应面模型近似方法得到了输入和输出的拟合关联式, 且关联式的拟合精度均在 90% 以上以及计算误差均在 11% 以内, 验证了该近似方法的准确性。拟合结果表明, 水质量流量是影响喷管平均冷却效率的主要因素, 且能够通过改变扰流柱的结构参数降低喷管壁面的最高温度和减小冷却通道的摩擦因数。

4) 通过优化方法计算得到了概念件输入参数的一组优化值, 即 $Q=2.1429\text{ kg/s}$, $D=10.0233\text{ mm}$, $L=3.3222\text{ mm}$, $\theta=5.8480^\circ$ 。在 $Q=2.1429\text{ kg/s}$ 时, 优化的扰流柱结构在不显著增加冷却通道摩擦因数的情况下使得喷管的换热和刚度性均得到了提升。

参考文献:

- [1] MEYER O, NITSCHKE W. Update on progress in adaptive wind tunnel wall technology[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2004, 40(3): 119-141.
- [2] OWEN F K, OWEN A K. Measurement and assessment of wind tunnel flow quality[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2008, 44(5): 315-348.
- [3] MUNGIGUERRA S, MARTINO G D D, SAVINO R, et al. Characterization of novel ceramic composites for rocket nozzles in high-temperature harsh environments[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 163: 120492.1-120492.18.
- [4] 范志鹏, 徐惊雷, 吕郑, 等. 型面旋转变马赫数风洞喷管的优化设计[J]. *航空学报*, 2014, 35(5): 1216-1225.
FANG Zhipeng, XU Jinglei, LÜ Zheng, et al. Optimization design of variable mach number wind tunnel nozzle by rotating profile[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2014, 35(5): 1216-1225. (in Chinese)
- [5] CHEN Pengfei, WU Feng, XU Jinglei, et al. Design and implementation of rigid-flexible coupling for a half-flexible single jack nozzle[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2016, 29(6): 1477-1483.
- [6] 齐伟呈, 徐惊雷, 范志鹏, 等. 马赫数 2~4 连续可调风洞数值模拟及静态标定试验[J]. *航空学报*, 2017, 38(1): 86-94.
QI Weicheng, XU Jinglei, FAN Zhipeng, et al. Numerical simulation and experimental calibration of continuously adjustable wind tunnel with Mach number 2 to 4[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(1): 86-94. (in Chinese)
- [7] LÜ Zheng, XU Jinglei, WU Feng, et al. Design of a variable Mach number wind tunnel nozzle operated by a single jack[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 77: 299-305.
- [8] 金韶山, 姜培学, 孙纪国. 液体火箭发动机喷管发汗冷却研究[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(7): 1334-1340.
JIN Shaoshan, JIANG Peixue, SUN Jiguo. Investigation on the transpiration cooling of a liquid rocket nozzle[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(7): 1334-1340. (in Chinese)
- [9] 金韶山. 液体火箭发动机推力室及钝体头锥发汗冷却研究[D]. 北京: 清华大学, 2008.
JIN Shaoshan. Research on transpiration cooling of liquid rocket thrust chamber and blunt nose cone[D]. Beijing: Tsinghua University, 2008. (in Chinese)
- [10] 张宏伟, 陶文铨, 何雅玲, 等. 再生冷却推力室耦合传热数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(5): 148-154.
ZHANG Hongwei, TAO Wenquan, HE Yaling, et al. Numerical study on coupled heat transfer of thrust chamber with regenerative cooling[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(5): 148-154. (in Chinese)
- [11] 康玉东, 孙冰. 气壁镀镍和冷却剂入口对再生冷却的影响[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(12): 2834-2838.
KANG Yudong, SUN Bing. Effects of hot-gas wall nickelage and cooling channel inflow on regenerative cooling[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(12): 2834-2838. (in Chinese)
- [12] RALF S, CHLOÉ G, CHRISTIAN M, et al. Design of a film cooled dual-bell nozzle[J]. *Acta Astronautica*, 2019, 158: 342-350.
- [13] MAYANK V, NITISH A, ASHOK D. Investigation of flow characteristics inside a dual bell nozzle with and without film cooling[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2020, 99: 105741.1-105741.14.
- [14] KIM K S, LEE S H, NGUYEN V Q, et al. Ablation characteristics of rocket nozzle using HfC-SiC refractory ceramic composite[J]. *Acta Astronautica*, 2020, 173: 31-44.
- [15] BACK L H, MASSIER P F, GIER H L. Convective heat transfer in a convergent-divergent nozzle[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1964, 7(5): 549-568.
- [16] 何宁, 杨海波, 孙冬柏. 高温长时间风洞喷管冷却结构 CFD 研究[J]. *工程科学学报*, 2016, 38(4): 568-574.
HE Ning, YANG Haibo, SUN Dongbai. CFD study on nozzle cooling structure for a wind tunnel of high temperature and long operation time[J]. *Chinese Journal of Engineering*, 2016, 38(4): 568-574. (in Chinese)
- [17] 黄祯君, 张涛, 王杰. 高焓高热流条件下半椭圆喷管冷却结构设计分析[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(18): 157-164.
HUANG Zhenjun, ZHANG Tao, WANG Jie. Cooling structural design and thermodynamic analysis of semi-elliptic nozzle under high enthalpy and high heatflux conditions[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(18): 157-164. (in Chinese)
- [18] PAL S, TUCKER K, LEHMAN M, et al. Experimental studies of the heat transfer to RBCC rocket nozzles for CFD application to design methodology[C]//Proceedings of the 33rd ASME/AICHE/ANS/AIAA National Heat Transfer Conference. Reston, US: AIAA, 1999: 168-177.
- [19] LIU Q Y, LUKE E A, CINNELLA P. Coupling heat transfer and fluid flow solvers for multidisciplinary simulations[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2005, 19(4): 417-427.

(编辑: 陈 越)