

基于流体网络法的喷管冷却气流量 分配计算方法

杨 韞 加¹, 陈海昕¹, 许 聆²

(1. 清华大学 航天航空学院, 北京 100084;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 流体网络法对喷管气膜冷却问题具有独特的优势,但难以反映出入流对冷却气流量静压变化的影响。针对此引入了可反映出入流导致静压变化的管道元件,并基于孔口速度落后角对静压变化量进行了建模。验证算例表明,这一改进使沿程静压变化趋势与实际吻合较好,使冷却气流量分配计算误差降低到 0.5% 以下。将改进后的流体网络法与主流通道的计算流体力学模拟耦合用于分析喷管冷却气流量分配,与全计算流体力学模拟相比结果差异小于 1.2%,且大幅降低计算量;在某型喷管设计中的应用表明,可以有效反映冷却结构改变对冷却气流量分配的影响。

关 键 词: 流体网络法; 喷管冷却; 冷却气流量分配; 耦合计算; 气膜孔

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Calculation method of cooling air distribution in nozzle based on fluid network analysis method

YANG Yunjia¹, CHEN Haixin¹, XU Ling²

(1.School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2.Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The fluid network analysis method has its unique advantages in nozzle film cooling problems, but it cannot predict the influence of inlet/outlet flow on the static pressure change along cooling air channel. In order to solve this problem, a type of element that can describe the static pressure change caused by inlet/outlet flow was introduced, and the variation of static pressure was quantified based on the lag angle of velocity at hole entrance. Results on verification examples showed that the improved method can correctly capture the static pressure trend along the cooling air channel and reduced the calculation error of cooling air distribution to less than 0.5%. The improved fluid network analysis method was coupled with computational fluid dynamics simulation of mainstream, and used to analyze cooling air distribution in nozzle. Compared with computational fluid dynamics simulation for whole system, the method had very low computation cost, meanwhile the difference between two methods was less than 1.2%. The application in the

收稿日期: 2021-01-18

基金项目: 国家重大项目(GJXM92579)

作者简介: 杨韞加(1998—),男,博士生,研究领域为喷管空气动力学。

引用格式: 杨韞加,陈海昕,许聆. 基于流体网络法的喷管冷却气流量分配计算方法[J]. 航空动力学报,2022,37(6):1181-1194.

YANG Yunjia, CHEN Haixin, XU Ling. Calculation method of cooling air distribution in nozzle based on fluid network analysis method[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6): 1181-1194.

design of a nozzle showed that the method reflected the influence of cooling structure changes on cooling air distribution effectively.

Key words: fluid network analysis method; nozzle cooling; cooling air distribution; coupled calculation; film hole

现代航空发动机加力燃烧室出口温度可以达到 2 100 K 以上,远高于喷管壁面材料的耐温,需要对其进行有效的冷却。喷管壁面多采用全程气膜冷却的形式^[1],这种冷却方式从压气机引入总温较低的空气流,经由分布在喷管壁面上的冷却排孔进入主流道,在高温燃气与壁面之间形成完整的气膜层,从而起到冷却效果。

目前,对于全程气膜冷却的机理,通过实验^[2-3]和计算^[4-5]的方法已有较多的研究,文献[6]对研究得到的结论进行了综述。上述研究主要关注给定冷却气量下一小段壁面的冷却效果,而在喷管的初步设计中,一般只知道冷却气入口总压,所以需要先获得总冷却气量及其在各排孔中分配,才能利用上述机理指导喷管不同段的冷却结构、开孔率等设计。发展一种简单快速的全程气膜冷却质量流量(下文简称流量)分配的仿真计算方法,对满足上述工程设计需求^[7-8]十分重要。

在涡轮叶片冷却研究中,采用流体网络法对冷却气流道和冷却孔进行建模和一维计算,并与涡轮叶片外流动的计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)计算进行耦合的方法取得了较多应用。Meitner^[9]、Kutz 等^[10]关注涡轮叶片内部冷却气,对叶片顶隙孔、旁支流等结构根据实验进行了建模,编写了软件并进行了验证。Majumdar 等^[11]将流体网络法计算与热流计算耦合,使之能够处理复杂一维管流冷却问题。Bonini 等^[12]将流体网络法与 CFD 计算耦合,将 CFD 计算得到的壁面静压作为流体网络冷却孔出口条件,流体网络得到的各冷却孔通量作为 CFD 入口条件,从而实现了耦合计算。国内陶智等^[13]、Chi 等^[14]、刘维等^[15-16]也开展了相似的研究,编写了通用计算程序,并在涡轮叶片设计中取得了成功的应用。此外,史亮等^[17]采用上述方式研究了双层壁冷却结构。田勇等^[18]提出可以使用源项作为边界条件将流体网络计算得到的冷却气流量引入主流 CFD 计算,这样在提高计算速度的同时可以保证结果总体趋势相符。

目前,文献调研显示,流体网络法在喷管壁面冷却设计中应用较少。从原理上看,流体网络法

与 CFD 耦合后,既能够较为精确地反映喷管主流和冷却气的相互影响、给出冷却气量沿程的分配情况,又可以大幅降低计算量和网格生成复杂度,应该可以成为满足喷管冷却初步设计评估的一种方法。

但研究发现,目前流体网络法无法反映冷却气流道中沿程静压受冷却气不断流出的影响,从而在计算冷却气流量分配时有可能给出与实际趋势相反的结果^[15],阻碍了其在喷管冷却结构设计中的应用。

为此,本文提出了目前流体网络法的一种改进。自行编写了流体网络计算程序,在现有模化方式基础上,改写了管道元件的控制方程,使其可反映所连孔中出入流导致的管道元件沿程静压变化,并基于孔口速度落后角建模提出了一种上述静压变化量的计算方法。改进后的方法在有复杂流入流出的冷却气流量分配计算中取得了更加精确的结果。

而后,将改进的流体网络法程序与主流道的 CFD 计算结合形成了耦合计算框架,并在喷管扩张段冲击-气膜复合冷却研究中对其精度和效率进行了验证。最后,将耦合计算方法应用于某型喷管收敛段-扩张段冷却气流量分配的研究,对比了两种不同冷却方案下的冷却气流量分配,为进一步气-热耦合分析与方案优化奠定了基础。

1 现有流体网络法的基本原理

对于如图 1 所示的带有冷却孔的冷却气流道模型,有两种流体网络建模方式。模化方式 1 是将每个孔和孔上下游各一段冷却气流道共同建模为一个元件,元件之间串联;模化方式 2 是将冷却气流道和孔分别建模成不同元件,孔元件通过三通节点 2、3、4、5 连接到流道上,流体在上述节点可以由流道进入孔中。

很多研究者^[13-18]指出,采用模化方式 2 求解时,可以将全部元件的控制方程和边界条件联立为一个方程组,从而获得精确满足所有边界条件的解;而采用模化方式 1 求解时,则一般需要从入

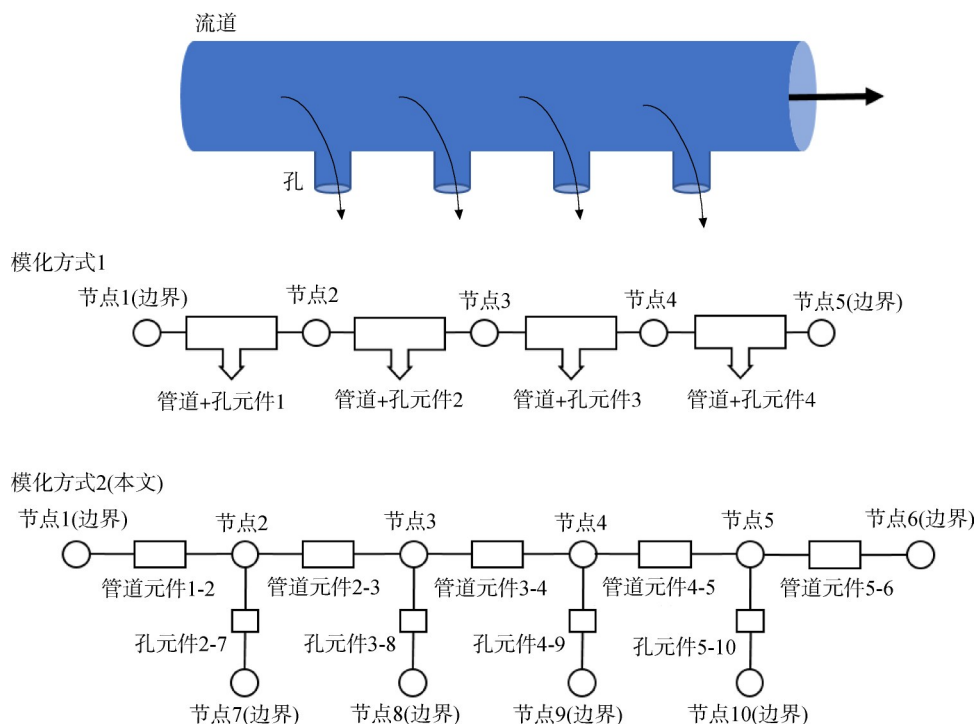


图1 带冷却孔的冷却气流道示意图

Fig.1 Sketch of a cooling air channel with cooling holes

口到出口逐个单元递推^[19-20],这样不易满足所有的边界条件,迭代有时也难以收敛。此外,模化方式2中,冷却气流道和孔都被模化为连接在两个节点之间的元件,连接方式统一,便于编制通用计算程序,也易于加入节流阀、转角等管网结构。因此本文使用模化方式2编写流体网络法程序。下面简要介绍其控制方程和求解方法。

1.1 控制方程

首先,对每个节点*i*,流入和流出该节点的流量应满足节点流量守恒方程

$$\sum_j \dot{m}_{ij} = 0 \quad (1)$$

式中 $\dot{m}_{ij}$ 是从节点*i*流向节点*j*的流量。如果两节点之间没有元件相连,则流量取0。

对于管道元件,可以将其模化为如图2所示的控制体,由动量守恒可得

$$\begin{aligned} pA + \left(p + \frac{dp}{2} \right) dA - (p + dp)(A + dA) + \\ f_x \rho A dx - d\tau = (\dot{m} + d\dot{m})(V + dV) - \\ (\dot{m}V + V_{sw} d\dot{m}) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\left[1 - \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{RT}{p^2} \right] dp = \left[-2 \left(\frac{\dot{m}}{A} \right) \frac{RT}{pA} + \frac{V_{sw}}{A} \right] d\dot{m} - \dot{m}^2 \frac{RT}{pA} d \left(\frac{1}{A} \right) - \frac{C_f}{2} \frac{RT}{pD_h} \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 dx - \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{R}{p} dT \quad (3)$$

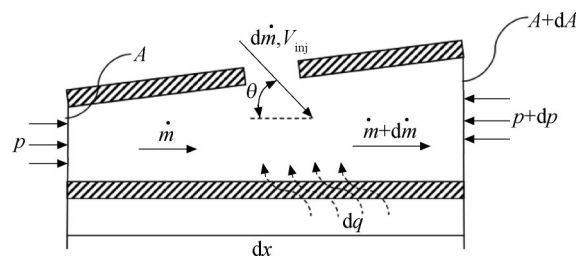


图2 管道元件控制体模型

Fig.2 Control volume model of a pipe element

式中 f_x 是单位长度*x*方向体积力, ρ 是流体密度, A 、 p 、 V 、 $\dot{m}$ 分别是控制体入口处截面积、静压、速度和流量。 $d\dot{m}$ 是流入控制体的流量。 V_{sw} 是上述速度在流向的投影, θ 是其与流向的夹角。此外, dx 是控制体长度, dq 是流入控制体的热流量, $d\tau$ 是控制体内流体受到的摩擦阻力。

利用流量定义、理想气体状态方程其进行消元可以得到管道元件的动量方程为

上式左侧为元件上游到下游的静压变化,右侧各项可以视为引起静压变化的原因,包括流入流出控制体流量、流通截面积变化、摩擦阻力、静温变化等。式中 R 是理想气体常数, T 是静温, D_h 是水力半径, C_f 是阻力系数。文献[19]指出,光滑管流的阻力系数可以由布拉休斯公式^[21]给出。对喷管中的冲击腔,文献[17]指出其黏性底层未充分发展,应视为粗糙管处理,故其取值按照尼古拉斯实验关系式给出如下:

$$C_f = \begin{cases} \frac{1}{(1.8 \lg Re - 1.64)^2} & \text{其他情况} \\ 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} & \text{冲击腔内} \end{cases} \quad (4)$$

式中 Re 是雷诺数。对式(3)进行离散处理,即对连接在节点 i, j 之间的管道单元 ij , 令

$$\begin{cases} \dot{m} = \dot{m}_{ij} \\ p = \frac{p_i + p_j}{2} \\ T = \frac{T_i + T_j}{2} \\ \frac{1}{A} = \frac{2}{A_i + A_j} \\ dp = p_j - p_i \\ dT = T_j - T_i \\ d\left(\frac{1}{A}\right) = \left(\frac{1}{A}\right)_j - \left(\frac{1}{A}\right)_i \end{cases} \quad (5)$$

就可以得到该管道单元的控制方程。

对于孔元件而言,其内部流动复杂,难以使用上文所述的控制体对其进行分析。本文程序使用下式计算在两侧一定压差下通过连接在节点 i, j 之间孔的流量

$$\dot{m}_{ij} = C_d A p_i^* \left(\frac{p_j}{p_i^*}\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_i^*} \left[\left(\frac{p_i^*}{p_j}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} \quad (6)$$

式中 γ 是比热比, T_i^* 是孔上游总温, p_i^* 是孔上游总压, p_j 是孔下游静压, C_d 是流量系数,其取值按照文献[22]中给出的公式

$$C_d = 0.819 Ma^{0.057} \quad (7)$$

式中 Ma 是马赫数。

对于能量方程,分析能量守恒可以得到

$$\dot{m}_{ij}(h_j^* - h_i^*) = q_{ij} \quad (8)$$

式中 h_i^* 和 h_j^* 是节点 i, j 处气体总焓; q_{ij} 是单元 ij 内通过壁面换热进出控制体的热量,其计算取决于边界条件,在本文中暂时只关注喷管中冷却气流量分配的问题,各壁面边界按绝热处理。

1.2 求解方法

流体网络法的控制方程组包括连续方程、动量方程和能量方程,是典型的耦合非线性方程组,难以直接求解。本文程序将连续方程、动量方程的求解和能量方程分开:先认为静温已知,用联立迭代法求解连续方程、动量方程得到网络的静压、流量,再用单元递推法求解能量方程更新各节点静温。迭代计算直到网络静温场收敛。

1.2.1 联立迭代法

不论是管道元件动量方程式(3)还是孔元件动量方程式(6),均能写为如下形式:

$$\dot{m}_{ij} = M_{ij} + (p_j - p_i) N_{ij} \quad (9)$$

式中 M_{ij} 、 N_{ij} 可以由单元流量 $\dot{m}_{ij}$ 及两侧节点静压 p_i 、 p_j 等参数计算得到。对网络的静压、流量场赋初值后,可以得到每个单元 ij 的参数 M_{ij} 、 N_{ij} 的取值,联立所有单元的式(9)、所有节点的连续方程式(1)以及各边界条件可以得到线性方程组。解之即可得到各节点更新后静压,通过式(9)可以得到更新后的流量。而后,可以得到新的 M_{ij} 、 N_{ij} ,进而迭代直至各元件流量、节点静压收敛。为了保证收敛性,在更新流量和静压时可以使用松弛迭代的方法。

1.2.2 单元递推法

对于单元递推法,需要从网络入口开始,逐个分析每个元件的换热量,并应用能量方程由该元件入口参数得到出口参数。

$$c_p T_{ij,out} = c_p T_i + \frac{(V_j^2 - V_i^2)}{2} + q_{ij} \quad (10)$$

式中 c_p 为比定压热容, $T_{ij,out}$ 为单元 ij 的出口静温。

对于合流节点,按照上游流量加权得到这个节点更新后的静温为

$$T_j = \frac{\sum_i \min(\dot{m}_{ij}, 0) c_p T_{ij,out}}{\sum_i \min(\dot{m}_{ij}, 0)} \quad (11)$$

递推至网络出口即可更新网络的静温场。

流体网络法总体流程如图3所示。

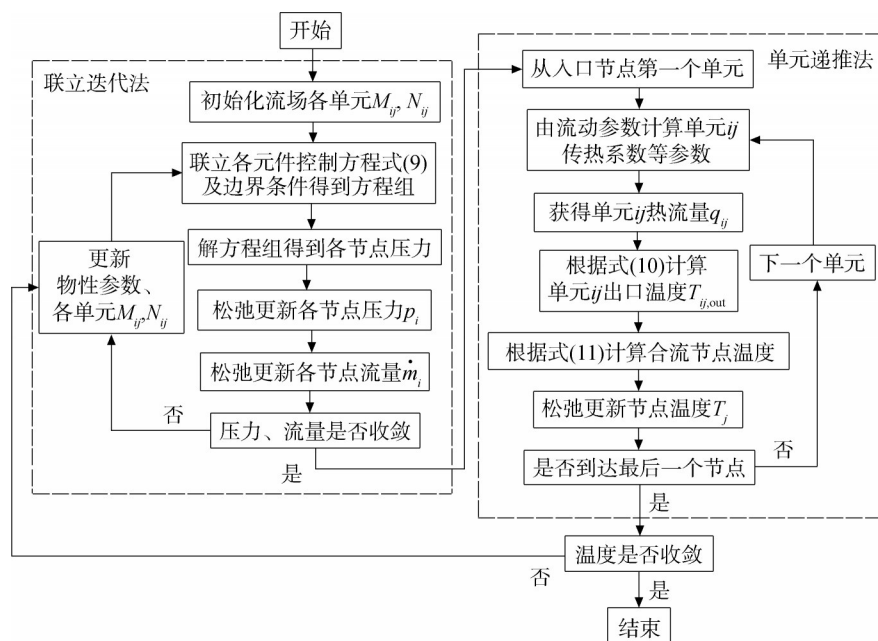


图3 流体网络法总体流程

Fig.3 Overall procedure of fluid network analysis method

2 流体网络法的改进

虽然流体网络法具有通用性强、可以精确满足边界条件等优点,但与模化方式1相比,模化方式2中冷却气流道和孔的控制方程相互独立,所以无法考虑冷却气流出时对冷却气流道沿程静压的影响。为此,本节对模化方式2的控制方程进行改进,使改进后的流体网络法可以考虑上述影响,使之能够应用于喷管冷却气流量的计算。

2.1 目前流体网络法误差产生原因分析

仍考虑如图1所示的带有孔的冷却气流道。随着冷却气流出,冷却气流道中冷却气的流量减小,气流的速度减小,一部分动压转变为静压,使得静压升高。管道元件动量方程式(3)中与控制体流量变化相关的项

$$dp_{\delta\dot{m}} = \left[-2 \left(\frac{\dot{m}}{A} \right) \frac{RT}{pA} + \frac{V_{sw}}{A} \right] d\dot{m} \quad (12)$$

可以表示上述效应。

从式(12)中易知,流体流出时,上述项会导致静压上升;而同时,式(3)中阻力项会导致静压下降。当阻力的贡献小于流量变化的贡献,沿程静压就会上升。喷管冷却气流道在一般工况下,由于孔间距短,摩擦阻力贡献小,而出流量又大,往往沿程静压会升高。

但按照图1所示的模化方式2,每个管道元件都只连接于两个节点之间,从孔进出的流量在节

点处理,每个管道元件中的流量沿程不变,式(12)给出的结果为0。如此处理时即忽视了孔流量进出对于冷却气流道静压变化的影响,具体表现为其沿程静压只能下降。

如果将目前的流体网络法应用于喷管设计,则其给出的冷却气量在各排孔中分配情况可能与实际相反,无法为冷却结构的设计给出正确的指导。由于喷管冷却孔排数多,冷却气量大,对冷却气流道静压变化的累积影响大,使得这一问题表现尤为明显。所以,在喷管冷却研究中必须将冷却气流出对冷却气流道沿程静压变化的影响体现到管道元件的计算中。

2.2 可反映出入流导致静压变化的管道元件改进

2.2.1 管道元件动量方程修正

为解决上述问题,本文改写了式(12)的计算方式,使管道元件可以考虑其两侧节点上所连孔元件流入或流出流体造成的静压变化。为此,先在节点*i*上按照式(12)计算得到静压变化

$$\Delta p_{\delta\dot{m},i} = \left(-2 \frac{\dot{m}RT}{pA^2} + \frac{V_{sw}}{A} \right) \delta\dot{m}_i \quad (13)$$

式中 $\delta\dot{m}_i$ 是节点*i*上通过与其相连所有孔元件的总净流量(以流入为正)。

而后,对管道单元*ij*,考虑单元两侧的节点*i*和*j*,可以将其两侧节点上得到的 $\Delta p_{\delta\dot{m},i}$ 和 $\Delta p_{\delta\dot{m},j}$ 平均分配到该节点连接的管道单元中,认为是单元进出流量造成的静压变化,即

$$\Delta p_{\delta \dot{m},ij} = \left(\frac{1}{N_{tb,i}} \Delta p_{\delta \dot{m},i} + \frac{1}{N_{tb,j}} \Delta p_{\delta \dot{m},j} \right) =$$

$$\left(-2 \frac{\dot{m}RT}{pA^2} + \frac{V_{sw}}{A} \right) \frac{\delta \dot{m}_i}{N_{tb,i}} +$$

$$\frac{1}{2} \left(-2 \frac{\dot{m}RT}{pA^2} + \frac{V_{sw}}{A} \right) \frac{\delta \dot{m}_j}{N_{tb,j}} \quad (14)$$

式中 $N_{tb,i}$ 和 $N_{tb,j}$ 分别是与节点 i, j 相连的管道元件数量。

2.2.2 孔口速度落后角建模与参数标定

在式(14)中,含有未知量 V_{sw} 。下面分析 V_{sw} 的计算方法。

以流出为例,孔内流动的平均速度 V_{comp} 可以由流过孔的流量 $\delta \dot{m}$ 和孔面积 A_{hole} 得到

$$V_{comp} = \frac{\delta \dot{m}RT}{pA_{hole}} \quad (15)$$

如图4所示,在流体由冷却气流道进入孔时,会带有一定主流的速度。而平均速度 V_{comp} 的方向应平行于孔轴线,与孔口处实际流动平均速度 V_{inj} 的方向有一夹角 β ,即落后角。

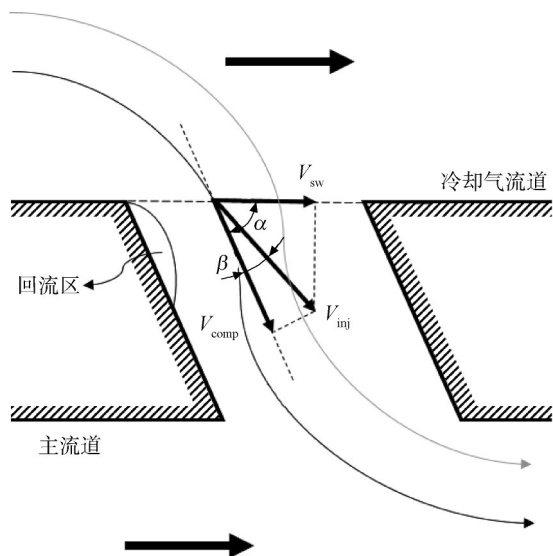


图4 孔口附近流动示意图

Fig.4 Flow sketch near a hole entrance

故考虑孔口处各速度与孔倾角 α 、落后角 β 的关系,可以将 V_{sw} 写为

$$V_{sw} = \frac{\delta \dot{m}RT}{pA_{hole}} \cdot \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} =$$

$$\frac{\delta \dot{m}RT}{pA_{hole}} (\cos \alpha + \sin \alpha \tan \beta) \quad (16)$$

目前,对流动落后角的研究较少,仅有文献[10]通过实验研究了不同吹风比下垂直出流孔对

冷却气流道静压变化的影响。因此,本文主要通过建模的方式给出 β 的计算方法,并利用上述实验结果对模型中的参数进行了标定。

首先,假设落后角 β 主要受该节点处冷却气流道与孔流动的吹风比 M 的影响, $M = (\delta \dot{m} / \dot{m}) \cdot (A / A_{hole})$ 。于是,不妨取 $\alpha = 90^\circ$,将式(13)中 $\Delta p_{\delta \dot{m},i}$ 整理为(略去下标 i)

$$\Delta p_{\delta \dot{m}} = \left(-2 \frac{\dot{m}RT}{pA^2} + \frac{\delta \dot{m}RT}{pA_{hole}A} \tan \beta \right) \delta \dot{m} =$$

$$- \frac{\delta \dot{m}RT}{pA^2} (2 - M \tan \beta) \dot{m} =$$

$$- \frac{1}{2} \rho V^2 \cdot 2M (2 - M \tan \beta) \quad (17)$$

取无量纲静压变化量

$$\xi = -\Delta p_{\delta \dot{m}} / \left(\frac{1}{2} \rho V^2 \right) = 2M (2 - M \tan \beta) \quad (18)$$

从孔口速度落后角 β 的角度分析:①吹风比越高时,孔流量越大,孔口附近的回流区越小, β 也应该越小。当吹风比提高到一定程度时,回流区消失, β 此时应为 0,即 ξ 正比于 M 。②当吹风比降低到一定程度时,孔内回流区结构趋于稳定, β 也应趋于一个定值。

故设 $\tan \beta$ 反比于吹风比,并加入 e 的指数项保证低吹风比时符合分析。于是有

$$\tan \beta = a (M + e^{-bM})^{-1} \quad (19)$$

式中 a, b 为待定参数。这样,在 bM 趋向于 0 时, $\tan \beta$ 会趋向于 a ,而在吹风比较大时, e 的幂的项不起作用。

将式(19)给出的 β 值代入式(18)后发现,这样得到的 ξ 随着吹风比 M 的降低,先下降后上升;在吹风比足够大时,变化规律趋近于线性。上述规律与图5给出的文献[10]实验结果相符。

使用最小二乘法对式(19)中参数 a, b 进行拟合,并将结果代入式(13)中就可以给出 $\Delta p_{\delta \dot{m},i}$ 的表达式

$$\Delta p_{\delta \dot{m},i} = - \frac{\delta \dot{m}_i}{N_{tb,i}} \cdot \frac{1}{2} \rho V^2 \cdot$$

$$\frac{RT_i}{p_i A_i^2} \left[2 - M_i \left(\cos \alpha_i + \frac{a \sin \alpha_i}{M_i + e^{-bM}} \right) \right] \dot{m}_{ij} \quad (20)$$

式中 a, b 取值由拟合给出。文献[10]中仅有面积比 $A_{hole}/A = 1$,吹风比 $M < 1$ 的实验结果,但根据分析,高吹风比时关系趋于线性,下一小节中的算例验证表明,上述公式在 $0.05 < A_{hole}/A < 1$,吹风比 $M < 8$ 的工况中都可以使用。

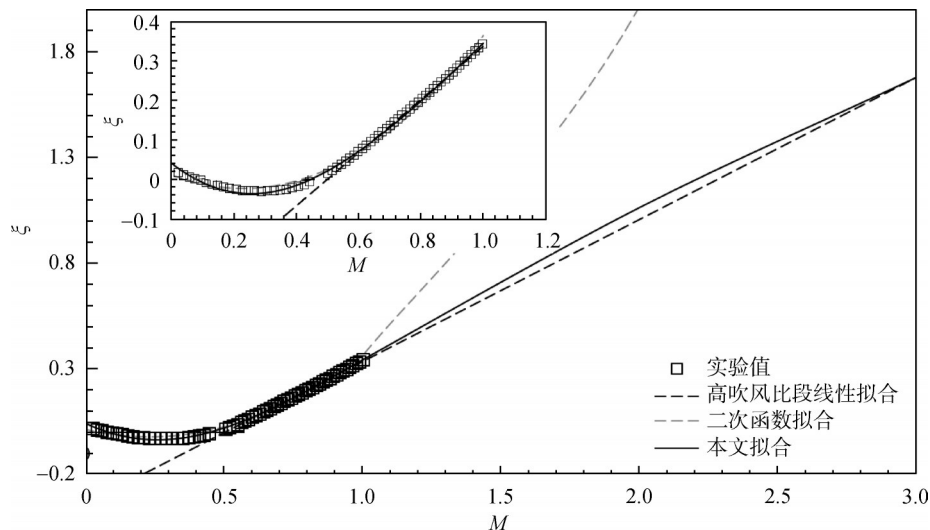


图5 孔口速度落后角建模不同拟合方式对比

Fig.5 Comparison of different fitting methods for lag angle of velocity at a hole entrance

2.3 改进的流体网络法的算例验证

2.3.1 冲击腔流动

首先研究一个如图6所示的冲击腔流动,参数选取与文献[23]的实验相同。该模型由冲击腔和10排冲击孔组成,冲击流由孔进入冲击腔,与其中原有的横流一并从出口流出。图中的 $\dot{m}_{\text{imp}}$ 是所有孔中流入的流量的总和。

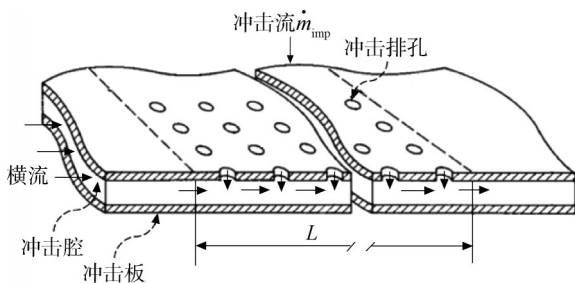
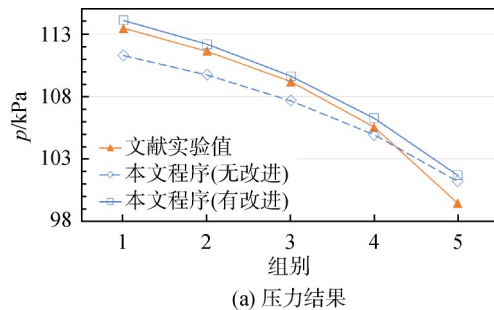


图6 冲击腔流动示意图

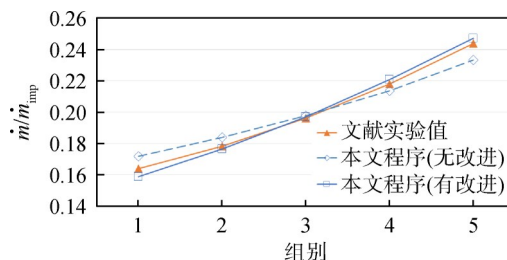
Fig.6 Sketch of flow inside an impact channel

对比计算结果(见图7)时,以两排孔为一组统计由每组冲击孔流入的流量以及冲击腔平均静压,并与文献[23]提供的实验值进行了对比,其中流量分配对比的是各组孔流量占总进入冲击腔的冲击流量之比。

本算例中,冲击流从冲击排孔流入冲击腔,会导致沿程静压降低,这与摩擦阻力对静压降低的贡献一致。从图7(a)静压结果对比中可以看出,改进后流体网络法与改进前相比,给出的静压沿程下降量更大,与实验更加符合。相应图7(b)展示的流量分配结果沿程上升的幅度,也较改进前方法给出的结果与实验更加符合。从流量分配结



(a) 压力结果



(b) 流量分配结果

图7 冲击腔流动计算结果对比

Fig.7 Calculation results comparison of flow inside an impact channel

果来看,最大误差从1%降低到0.5%。

2.3.2 有出流孔且末端封闭的冷却气流道

对于有流体流出的冷却气流道,研究如图8所示的模型。此模型中,冷却气流道末端封闭,给定入口流量为 $\dot{m} = 0.01723 \text{ kg/s}$,流入的流体需要全部从5排孔中流出,其他模型参数与文献[15]中保持一致。

由于模型实验值暂缺,对其进行了CFD计算作为对照值。在全模型上制作网格,边界层进行

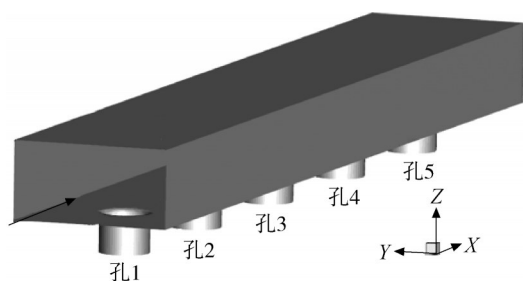


图8 有出流孔的冷却气流道示意图

Fig.8 Sketch of a cooling air channel with branch outlet

了加密保证法向第一层网格高度 y^+ 满足 $y^+ \approx 1$ 。计算湍流模式选择 shear stress transfer (SST) 模型。计算时冷却气入口采用流量入口条件、出口采用基于特征线的背压出口条件,壁面采用绝热无滑移条件。

图9展示了模型的对称面上CFD计算得到的流场马赫数、静压云图。主流沿程速度降低、静压升高。冷却气流道与孔交界面处,进入流体带有的X方向速度逐渐减小,这与本文前两节中的假设一致。

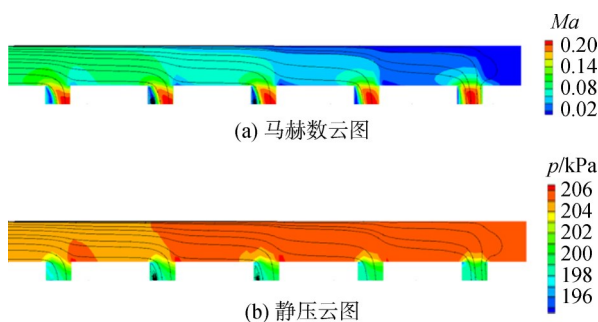


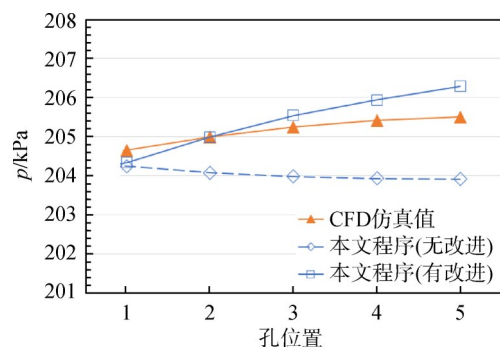
图9 末端封闭的冷却气流道对称面流场

Fig.9 Flow field of symmetry plane of a blocked-end cooling air channel

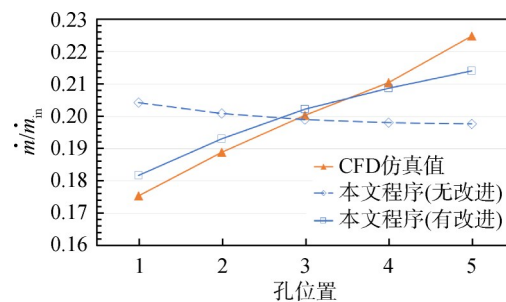
定量比较改进前后的流体网络法计算静压结果如图10(a)所示,图中的 $\dot{m}_{in}$ 是所有孔中流出的流量的总和。由于本文提出的改进考虑了流体流出冷却气流道时对冷却气流道沿程静压的影响,故能够得到和CFD仿真相同的趋势,改进前的流体网络法得到的结果则不符合物理规律。

流量分配结果如图10(b)所示,由于改进后流体网络法能够正确反映静压变化趋势,故流量分配趋势也可以与CFD仿真得到的相同,平均误差由3%降低到了0.5%。

本算例流体网络法给出的孔5流量与CFD仿真值误差较大,这与该孔右侧的回流区相关。此外,造成静压和流量计算存在误差的原因还包



(a) 静压结果



(b) 流量分配结果

图10 末端封闭的冷却气流道计算结果对比

Fig.10 Calculation results comparison of a blocked-end cooling air channel

括:所有孔都采用相同的流量系数式(7);CFD计算用作对比的静压值选取在了流道中心线处,而流体网络法静压值是一段内的平均值。

2.3.3 有出流孔且给定出口背压的冷却气流道

考察与上一节相同模型,但流道末端不封闭。随着流道出口背压的降低,从各孔中流出的流体变少,沿程静压上升幅度会逐渐减小,直至不足抵消管道摩擦阻力导致的压降,从而静压沿程显示出下降的趋势。流体在各孔中的分配情况也会随着流道出口背压改变而相应发生变化。在本算例中,主要考察本文流体网络法程序是否能够反映上述趋势,即对不同出口背压的流动均给出合理的流量分配情况。

固定各孔出口背压不变,为199 kPa,在199~204 kPa范围内改变冷却气流道出口背压 $p_{mainexit}$,得到各孔的出流流量。将本文流体网络程序与CFD仿真计算得到的孔1、孔3、孔5的出流流量在总出流流量 $\dot{m}_{out}$ 中的占比计算结果对比,如图11所示。

由图11可以看出,随着冷却气流道出口背压的降低,出流在各孔中的分配情况与预计相符。从对比中可以看出,本文流体网络程序与CFD仿真结果的趋势相同,尤其是较好地捕捉到了沿程

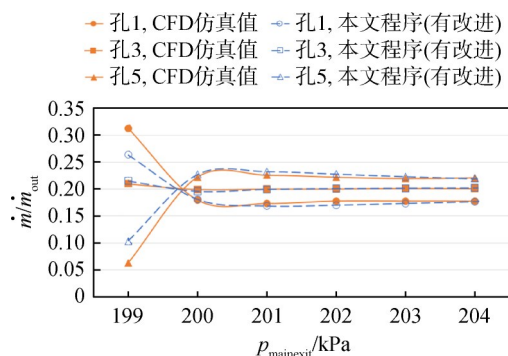


图11 不同冷却气流道出口背压下冷却气流量分配计算结果对比

Fig.11 Calculation results comparison of cooling air distribution with different cooling air channel backpressures

流量变化规律转变的位置。这说明改进后的流体网络法物理机制正确,能够较好体现喷管中流动沿程静压、流量变化的规律。

综合以上3个算例的结果可以看出,本文提出的对流体网络法的改进能够较好反映冷却气流道、冲击腔内流动的物理特点和沿程静压变化趋势,尤其是使流量分配的计算更为准确。

3 改进流体网络法与CFD的耦合及应用验证

本节中,将改进后的流体网络程序与对喷管主流的CFD计算结合形成耦合计算架构,在喷管扩张段冷却算例上对其精度和效率进行了验证,并分析地面工况下冷却气的消耗以及在各排孔中的分配情况。

3.1 流体网络法-CFD耦合计算架构

对于带冷却结构的某型喷管,本文对其主流道采用CFD仿真,对冷却结构使用改进后的流体

网络程序建模计算。这种方法可以较为精确地反映燃气在喷管中与冷却气流共同形成的复杂流动结构,以获得壁面上可靠的静压、静温,同时免于建立冷却气流道的网格,大幅降低计算所需的网格量和时间。

按照上述思路,主流道计算结果为流体网络程序提供各个孔出口处的静压边界条件,而后流体网络程序给出冷却气量分配,并按照文献[18]将冷却气作为源项代入CFD计算,以此迭代直至主流道CFD计算结果收敛。为此,本文建立了如图12所示的计算框架。

3.2 耦合方法在喷管冷却气流量计算上的验证

如引言中所述,喷管的初步设计时,需要根据给定的冷却气入口总压,获得喷管总冷却气量及在各排孔中的分配。为了验证本文提出的基于改进流体网络法的耦合计算框架可以完成上述任务,选择文献[24]中收扩喷管扩张段冲击-气膜复合冷却的模型,将其中CFD仿真结果与本文耦合方法获得的结果对比。

验证耦合方法的CFD模型和流体网络模型如图13所示,参数与文献[24]保持相同。在喷管的扩张段交错开有气膜孔和冲击孔,横向间距 $s_{\text{tran}}=5\text{ mm}$,纵向排距 $s_{\text{lon}}=5, 9.5, 15, 19\text{ mm}$ 。由于文献[24]中冷却气流道和孔的参数不全,实际操作时先调整流体网络法的参数使得冷却气入口总压为 $9.5\text{ atm}(962\ 587.5\text{ Pa})$ 时耦合方法得到的流量结果与文献[24]相同;再保持相同参数,对比总压为 $6\text{ atm}(607\ 950\text{ Pa})$ 时的结果。

主流道CFD计算采用非结构网格,并在壁面法向生成棱柱。保证壁面上网格可以分辨气膜孔,同时法向第1层网格高度满足 $y^+ \approx 1$ 。湍流模

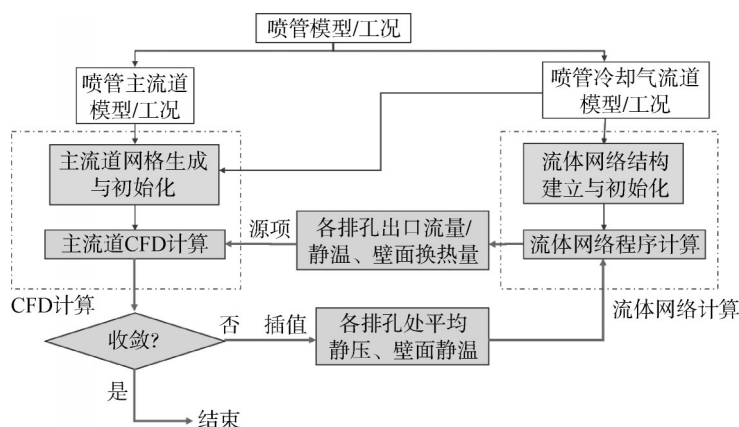


图12 流体网络法-CFD耦合计算框架

Fig.12 Framework of fluid network analysis method-CFD coupling algorithm

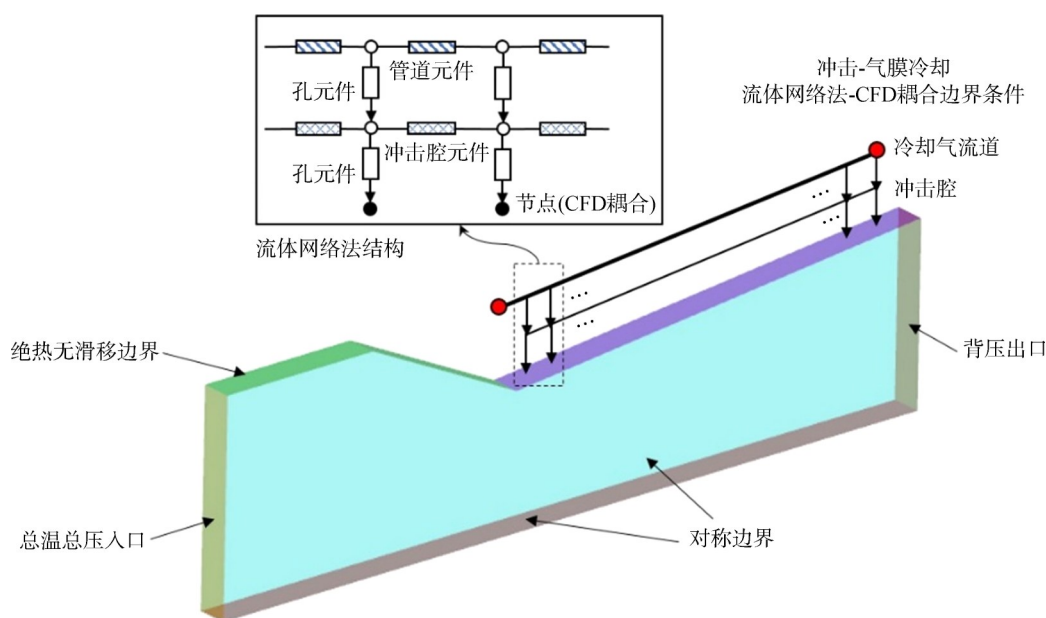


图 13 验证耦合方法的 CFD 模型和流体网络模型

Fig.13 CFD model and fluid network analysis model to verify coupling algorithm

式选择 SST。壁面条件为绝热无滑移,扩张段壁面引入流体网络法计算得到的源项。入口条件总温为 2 100 K,总压为 427 kPa,出口条件背压为 101 kPa。考虑展向的对称性,只选取两列孔进行计算,两侧采用对称边界条件。

将流体网络与主流 CFD 交替求解,迭代 5 轮后基本收敛,图 14 展示了主流道对称面的静压云图。可以看出冷却气引入使扩张段附面层变厚,从而在喷管喉部的膨胀波系后又产生了一道斜激波。这些波系结构与文献[24]中相同。

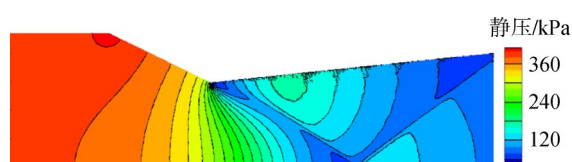
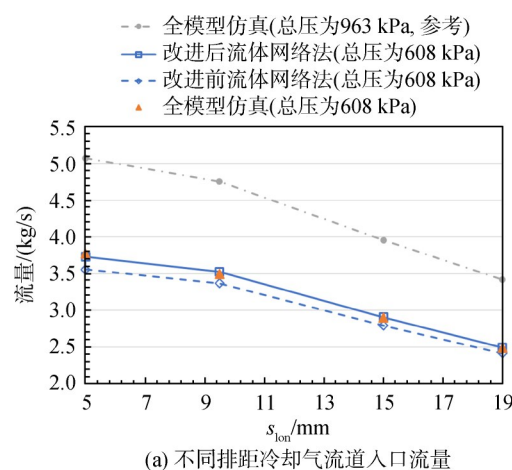


图 14 耦合方法得到的验证模型对称面静压云图

Fig.14 Static pressure contour of symmetry plane of validation model obtained by coupling method

进一步对比冷却气流量入口流量如图 15 所示,随着纵向排距的增加,冷却气流量入口流量逐渐下降。本文提出的 CFD-流体网络耦合方法得到的结果与文献[24]中全 CFD 仿真得到的结果符合得较好,说明本文提出的方法可以较好地用于喷管冷却气流量的估计。同时,耦合方法只需要对主流道划分网格计算,极大降低了网格生成的复杂程度和求解时间;在更改冷却结构时不用重新划分网格,提升了设计效率。

对比采用改进前后流体网络法的耦合计算结果,从图 15(a)中可以看出改进前流体网络法得到的冷却气流量入口流量均比全模型仿真偏低。如图 15(b)所示,上述误差是由于改进前流体网络法得到的冷却气流量静压沿程降低,从而低估



(a) 不同排距冷却气流量入口流量

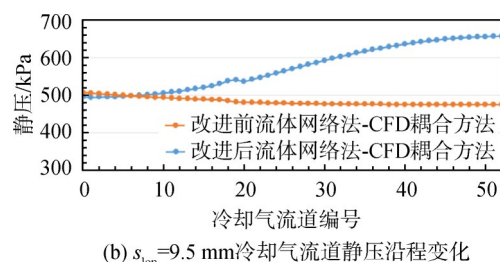
(b) $s_{\text{lon}}=9.5 \text{ mm}$ 冷却气流量静压沿程变化

图 15 改进前后耦合方法计算结果对比

Fig.15 Comparison of calculation results by coupling algorithm before and after improvement

了各排孔口处静压,进而低估了从各排孔中流出的流量。

本文提出的流体网络法改进考虑了静压沿程增加的趋势,因而可以得到更准确的结果,将最大误差从 6% 降低到 1%。

3.3 耦合方法在喷管冷却结构设计上的应用

当喷管收敛段、扩张段均需冷却时,需要考虑冷却气流量在喷管收敛段、扩张段的分配。在实际应用中,冷却气流量的分配面临如下问题:收敛段主流速度低、静温高,冷却需求大;但是收敛段冷却气与主流之间压差小,冷却气倾向于从扩张段流出,无法在收敛段起到足够的冷却效果。

为了解决上述问题,拟将扩张段原有单层气

膜冷却更换为冲击-气膜复合冷却,利用在相同压差下冲击-气膜复合冷却气流量小的特点,改善冷却气在收敛段、扩张段之间的分配。

为了验证上述设想,选择了如图 16(a)所示的收敛扩张喷管主流道模型,采用耦合方法对比了两种冷却结构方案。方案 1 全部使用单层气膜冷却:在收敛段孔排距相同,冷却气流道高度逐渐减小;在扩张段分为 3 小段,分别使用不同孔排距;同时冷却气流道尾部随主流道在 y 方向宽度逐渐变窄。方案 2 在收敛段与方案 1 相同,但在扩张段采用双层壁冲击-气膜复合冷却。对上述两种冷却方案建立流体网络模型分别如图 16(b)所示。

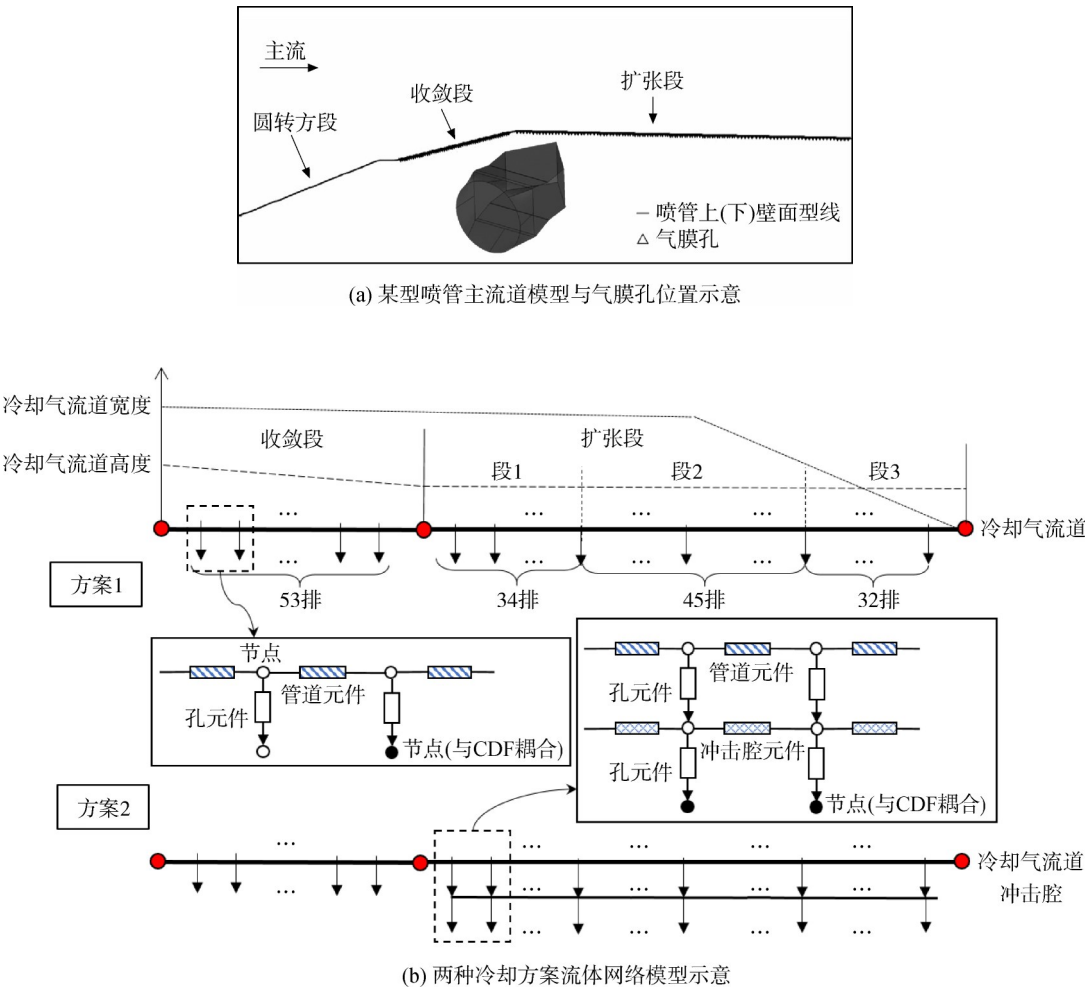


图 16 喷管模型及两种冷却方案流体网络模型

Fig.16 Nozzle model and fluid network analysis models of two cooling schemes

CFD 计算与流体网络计算的耦合与上一节相同,边界条件方面,主流入口总温为 2 026 K,总压为 269.5 kPa,给定出口背压为 101.3 kPa。冷却气流道入口总温为 507.0 K,总压为 267.0 kPa。

图 17(a)为引入冷却前后喷管壁面静压云图,图 17(b)为喷管主流下壁面中线和轴线冷却前后的静压示意图。可见冷却气引入后改变了喷管喉道和出口的有效面积,喷管内的波系减弱。冷却

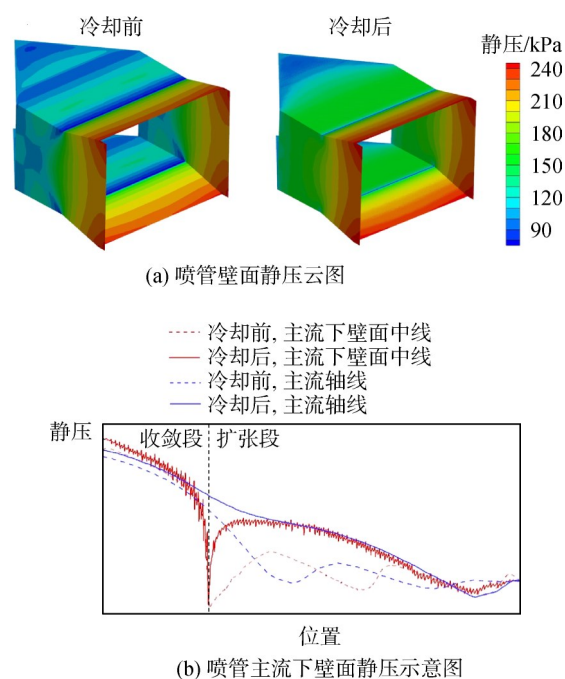


图 17 喷管主流道 CFD 计算结果

Fig.17 CFD calculation results of main channel of nozzle

气对主流流动的影响通过耦合计算得到体现。

利用本文计算程序得到的结果,分析两种冷却方案沿程静压变化及流量分配情况如图 18 所示。将图 16(b)展示的喷管冷却气流道中的流体网络节点、单元和气膜孔,按照从入口到出口的顺序编号。在图 18(a)中,展示了冷却气流道各节点上的静压,以及对应位置的冲击腔节点和气膜孔出口处静压。图 18(b)中,展示了冷却气流道各流体网络单元和对应冲击腔内各单元的流量。图 18(c)中,展示了从各气膜孔中流出的冷却气分配到单位冷却壁面面积上的流量。

从结果中可以看出:

1) 图 18(b)显示,两种方案总的冷却气流量消耗均为 6.5 kg/s 左右。但由于方案 2 在扩张段增加了一层冲击腔,其扩张段消耗的冷却气流量要明显小于方案 1,从而增大了收敛段的冷却气分配,实现了设计设想。本文方法可以正确地体现出上述方案改变带来的变化。

2) 冷却气流道中静压在收敛段先下降再上升,冷却孔两侧压差增大,导致从各排孔中流出的冷却气流量迅速上升。在图 18(c)中显示的收敛段前缘,冷却气流道与主流道之间的压差较小,孔中流量有所波动,甚至可能出现倒流现象。本文的方法可以反映冷却气流量变化的趋势,也可以描述倒流现象。

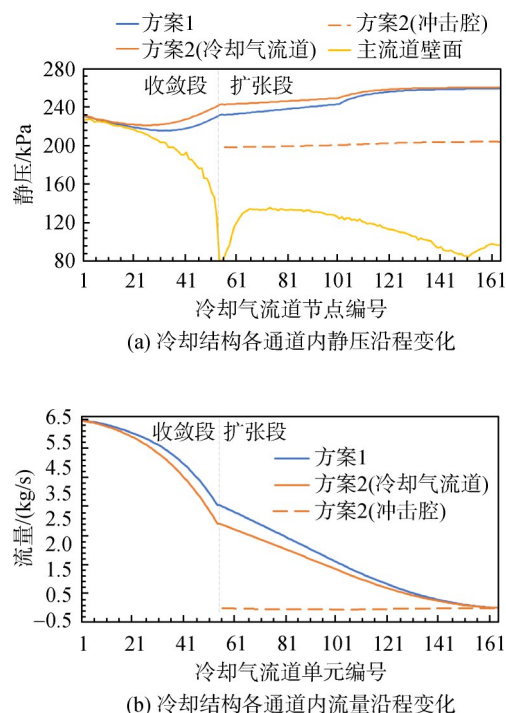


图 18 两种冷却方案喷管流体网络法计算结果

Fig.18 Calculation results of two cooling schemes of nozzle by fluid network analysis method

4 结 论

喷管全程气膜冷却中冷却孔排数多,冷却气流出对冷却气流道沿程静压造成的影响较大。本文在现有流体网络法的基础上对管道元件模块化,引入了可反映所连孔出入流导致静压变化的改进,并基于孔口速度落后角对静压变化量进行了建模。发展了相应的计算程序,并与主流通道 CFD 分析结合形成了耦合计算方法。应用于喷管全程气膜冷却的冷却气分配分析,得到了以下结论:

1) 改进后的流体网络法考虑了冷却气流入流出对冷却气流道沿程静压变化的影响,解决了原有方法可能出现的沿程静压变化趋势不符合物

理实际的问题,在算例上将流量分配计算误差降低到0.5%以下。本文提出的改进提高了流体网络法的准确性,拓宽了方法适用范围。

2) 改进后的流体网络法结合主流CFD分析,可以大幅降低喷管冷却气用量和分配评估时的计算量和网格生成复杂程度,流量计算结果与全模型CFD计算的误差小于1.2%。

3) 本文提出的改进的流体网络法可以预测主流流动向冷却气流道的倒流等现象,有效反映冷却结构改变对冷却气流量分配的影响。

参考文献:

- [1] 卢浩浩,吉洪湖,王丁,等.部件冷却对二元俯仰矢量排气系统红外特征抑制实验[J].航空动力学报,2017,32(9):2070-2079.
LU Haohao,JI honghu,WANG Ding,et al.Experiment on infrared characteristics suppression by component cooling of two-dimensional convergent-divergent vectoring nozzle exhaust system[J].Journal of Aerospace Power,2017,32(9):2070-2079.(in Chinese)
- [2] 额日其太,王志杰,吴寿生.高速热喷流条件下二元收扩喷管扩张段壁面冷却的初步试验研究[J].航空动力学报,2002,17(1):40-44.
Eriqitai,WANG Zhijie,WU Shousheng.Preliminary experimental investigation on the divergent wall cooling of two-dimensional C-D nozzles at high speed and hot jet conditions[J].Journal of Aerospace Power,2002,17(1):40-44.(in Chinese)
- [3] 饶宇,刘宇阳,万超一.具有气膜出流孔和针肋的双层壁冷却结构内的冲击传热性能[J].航空学报,2018,39(1):99-107.
RAO Yu,LIU Yuyang,WAN Chaoyi.Jet impingement heat transfer performance in a double-wall cooling structure with film effusion holes and pin fins[J].Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2018,39(1):99-107.(in Chinese)
- [4] EL-JUMMAH A M,ANDREWS G E,STAGGS J E.Impingement/effusion cooling wall heat transfer:conjugate heat transfer computational fluid dynamic predictions[R].Seoul,Korea:ASME Turbo Expo 2016:Turbomachinery Technical Conference and Exposition,2016.
- [5] 杨成凤,张靖周,杨卫华.全覆盖气膜孔阵列方式对冷却特性的影响[J].航空动力学报,2010,25(7):1524-1529.
YANG Chengfeng,ZHANG Jingzhou,YANG Weihua.Effect of the holes array arrangement on the full coverage film cooling characteristics[J].Journal of Aerospace Power,2010,25(7):1524-1529.(in Chinese)
- [6] KREWINKEL R.A review of gas turbine effusion cooling studies[J].International Journal of Heat and Mass Transfer,2013,66:706-722.
- [7] MENDEZ S,NICOUD F,POINSOT T.Large-eddy simulation of a turbulent flow around a multi-perforated plate[M]//Kassinis S,Langer C,Iaccarino G,et al.Complex effects in large eddy simulations.Berlin,Germany:Springer,2007.
- [8] MENDEZ S,NICOUD F.Large-eddy simulation of a bi-periodic turbulent flow with effusion[J].Journal of Fluid Mechanics,2008,598:27-65.
- [9] MEITNER P L.Computer code for predicting coolant flow and heat transfer in turbomachinery[M].Cleveland,US:Diane Publishing,1990.
- [10] KUTZ K J,SPEER T M.Simulation of the secondary air system of aero engines[J].Journal of Turbomachinery,1994,116(2):306-315.
- [11] MAJUMDAR A K,LECLAIR A,MOORE R,et al.Generalized fluid system simulation program (GFSSP):version 6[R].Orlando,US:51st AIAA/SAE/ASME Joint Propulsion Conference,2015.
- [12] BONINI A,ANDREINI A,CARCASCI C,et al.Conjugate heat transfer calculations on GT rotor blade for industrial applications:Part I equivalent internal fluid network setup and procedure description[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012:Turbomachinery Technical Conference and Exposition Digital Collection.Copenhagen,Denmark:ASME,2012:669-679.
- [13] 陶智,侯升平,韩树军,等.流体网络法在发动机空气冷却系统设计中的应用[J].航空动力学报,2009,24(1):1-6.
TAO Zhi,HOU Shengping,HAN Shujun,et al.Study on application of fluid network into the design of air system in engine[J].Journal of Aerospace Power,2009,24(1):1-6.(in Chinese)
- [14] CHI Z,WANG S,REN J,et al.Multi-dimensional platform for cooling design of air-cooled turbine blades[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012:Turbomachinery Technical Conference and Exposition Digital Collection.Copenhagen,Denmark:ASME,2012:207-218.
- [15] 刘维.管道网络法在涡轮叶片传热设计中的应用研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014.
LIU Wei.Research of pipe-net method application in heat transfer design of turbine blade[D].Harbin:Harbin Institute of Technology,2014.(in Chinese)
- [16] 刘维,温风波,罗磊,等.考虑涡轮传热性能的气动设计耦合计算方法研究[J].推进技术,2018,39(11):2463-2471.
LIU Wei,WEN Fengbo,LUO Lei,et al.A conjugate heat transfer analysis procedure in turbine aerodynamic design considering heat transfer performance[J].Journal of Propulsion Technology,2018,39(11):2463-2471.(in Chinese)
- [17] 史亮,孙彦博,韩万金,等.管网方法在双层壁冷却结构设计中的应用[J].哈尔滨工业大学学报,2017,49(7):78-85.
SHI Liang,SUN Yanbo,HAN Wanjin,et al.Application of network method in the design of double wall cooling structure[J].Journal of Harbin Institute of Technology,2017,49(7):78-85.(in Chinese)
- [18] 田勇,季路成,邵卫卫,等.冷却涡轮定常/非定常流场的内外耦合快速计算方法[J].航空动力学报,2015,30(10):2462-2471.

- TIAN Yong, JI Lucheng, SHAO Weiwei, et al. Quick calculation method of internal/external conjugation for steady/unsteady flow field in cooled turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(10):2462-2471. (in Chinese)
- [19] LI C, LIU J J. A one-dimensional analytical method for turbine blade preliminary cooling design[R]. Seoul, Korea: ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2016.
- [20] CHOWDHURY N H K, ZIRAKZADEH H, HAN J C. A predictive model for preliminary gas turbine blade cooling analysis[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(9):091010.1-091010.12.
- [21] 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2006: 216-217.
- [22] 曹玉璋. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2005:162-163.
- [23] FLORSCHUETZ L W, ISODA Y. Flow distributions and discharge coefficient effects for jet array impingement with initial crossflow[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1983, 105(2):296-304.
- [24] 陈四杰. 收扩喷管扩张段气膜冷却特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2014.
- CHEN Sijie. Study on film cooling characteristics of convergent-divergent nozzle expansion segment[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)

(编辑:张 雪、秦理曼)