

文章编号: 1000-8055(2010)04-0761-07

应用各向异性湍流模型对气膜冷却的数值研究

朱剑琴, 徐国强, 孙纪宁, 邓宏武

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 应用引入各向异性系数的 $k-w$ 湍流模型和标准 $k-\varepsilon$ 模型, 对平板气膜冷却经典实验进行了数值研究, 分析了各向异性系数的引入对气膜孔下游流场与温度场的影响机理, 探讨了该系数的适用性问题. 研究表明: ①展向各向异性系数的引入, 增加了流体在展向的湍流脉动, 强化了气膜冷气沿展向的扩散; ②各向异性模型的计算结果在低吹风比 ($M=0.5$) 的工况下与实验值符合得较好; ③各向异性系数在气膜脱离壁面与主流掺混的区域适用性较差.

关 键 词: 气膜冷却; 数值模拟; 各向异性; 湍流模型; 冷却效率

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical investigation of film cooling with anisotropic turbulence model

ZHU Jian-qin, XU Guo-qiang, SUN Ji-ning, DENG Hong-wu

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: An in-house three-dimensional Navier-Stokes code was developed to evaluate numerically the advantages of the anisotropic turbulence model over the classical isotropic $k-\varepsilon$ model in a typical film cooling experiment. The anisotropic turbulence model was the $k-w$ turbulence model incorporated with anisotropic coefficient. The effects of the anisotropic turbulent transport coefficient on the flow and temperature field were analyzed in detail. The applicability of this model was also discussed. Comparison result reveals that the introduction of the anisotropic turbulent transport coefficient intensified the turbulent mixing of cooling jet with the main stream in lateral direction, and subsequently enhanced the lateral spreading of cooling air. The cooling effectiveness in centerline predicted by the anisotropic model was much closer to experimental data than that by the standard $k-\varepsilon$ model. The anisotropic model was in good agreement with the experimental results at low-mass flux ratio condition ($M=0.5$). However, with the increase of mass flux ratio, the jets tend to be detached and then reattached to the wall, the discrepancy upstream the reattachment increased due to the limitation of the anisotropic coefficient, and downstream the reattachment these two agreed well consistently.

收稿日期: 2009-04-08; **修订日期:** 2009-09-02

作者简介: 朱剑琴(1983-), 女, 湖南衡阳人, 博士生, 主要从事流动换热方向研究.

Key words: film cooling; numerical investigation; anisotropy; turbulence model; cooling effectiveness

气膜冷却是由壁面上的喷口喷出一股冷却剂来阻隔主燃气流对壁面加热的一种热防护措施. 该技术在航空发动机中得到广泛的应用, 如燃气涡轮发动机火焰筒的壁面冷却, 涡轮导向器叶片和工作叶片的冷却等. 国内外的学者针对气膜冷却进行了大量的数值和实验研究. 但由于冷却气体和高温燃气的掺混过程及其复杂, 使得在气膜冷却的数值研究中, 采用哪种湍流模型才能更加准确的模拟该物理过程尚没有定论. 在上世纪 90 年代, Leylek 和 Zerkle^[1] 采用了各向同性的黏性系数和标准 $k-\varepsilon$ 模型数值预测了平板离散孔射流气膜冷却. Garg 和 Ameri^[2] 应用了零方程 B-L (Baldwin-Lomax) 湍流模型、各向同性涡黏模型 $k-\omega$ 及 $q-\omega$ 对涡轮叶片上的气膜冷却进行了数值研究. Hoda 和 Acharya^[3] 比较了标准 $k-\varepsilon$ 、低雷诺数 $k-\varepsilon$ 等多种湍流模型对单孔平板气膜冷却的预测结果. 但以上均未得出哪种模型更好的定论. Bergeles 等人^[4] 通过对充分发展管流中的湍流测量数据进行简单的拟合, 得到了在壁面附近湍流的展向扩散比垂直壁面方向的扩散强 3 倍左右的线型经验关系式, 并在单孔气膜冷却的数值模拟中应用了该关系式, 使得计算结果与实验结果符合得较好. Azzi, Lakehal 等人^[5-6] 提出了一种各向异性双层 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 该模型在对涡轮叶片前缘的气膜冷却的数值模拟中得到了与实测值符合较好的结果. 国内关于各向异性湍流模型的研究较少, 徐红洲等人^[7] 对气膜冷却流场进行了实验研究和数值模拟. 结果表明, 在气膜孔下游, 由于射流的注入, 使得湍流脉动显著增强, 并表现为明显的各相异性. 通过数值模拟与实验数据的比较发现, 传统的应力与速度梯度的涡黏关系仍然适用于气膜冷却流场, 但应该在不同的方向上分别对湍流黏性系数进行修正.

综上所述, 在对气膜冷却的数值研究中, 绝大多数的学者采用的都是各向同性的湍流模型, 应用各向异性湍流模型的还很少. 然而很多研究已经表明, 传统的各向同性模型无法准确地预测气膜孔周围及下游流场的各向异性本质. 因此本文在自行开发的“HITRANS”三维流动换热计算程序基础上, 应用引入 Lakehal 提出的各向异性系数的 $k-w$ 湍流模型, 以及标准 $k-\varepsilon$ 各向同性湍流模型, 对平板气膜冷却进行了数值模拟, 并与不同

吹风比下的经典实验数据进行了对比, 同时深入分析了各向异性系数的引入对气膜孔下游流场与温度场的影响机理, 并探讨了该各向异性系数的适用性问题, 为进一步应用与发展各向异性湍流模型奠定了基础.

1 物理和数学模型

1.1 计算模型

本文应用标准 $k-\varepsilon$ 模型和各向异性 $k-w$ 模型对国内外公认的平板气膜冷却经典实验^[8] 进行了数值模拟, 计算的几何模型如图 1 所示. 图中 X 为垂直于壁面方向, Y 为展向, Z 为主流流向. 气膜孔的直径 D 为 1.27 cm, 气膜孔上游的流向长度为 $19D$, 气膜孔下游的流向长度为 $40D$, 主流垂直于壁面方向长度为 $20D$, 射流孔的长度为 $1.75D$. 由于文献[8]为孔排实验, 两孔之间的距离为 $3D$, 因此本文气膜孔中心位于 $Y=0$ 处, 其到展向两边界的距离均为 $1.5D$.

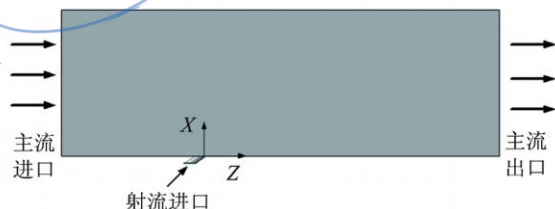


图 1 计算模型示意图

Fig. 1 Sketch of the computational model

1.2 计算程序与网格

“HITRANS”是一个可以计算三维黏性可压/不可压、瞬态/稳态流动换热的通用程序. 根据圆管层流的理论解和圆管湍流的经典实验数据^[9], 已经对程序的计算准确性进行了验证, 并曾用于带肋变截面回转通道的数值模拟研究^[10], 计算结果与实验数据吻合得较好. 程序所求解的方程组为 AL E (arbitrary Lagrangian-Eulerian) 描述下的黏性三维 Navier-Stokes (N-S) 湍流时均运动方程. 时间的离散采用的是向前差分法, 空间的离散采用的是有限体积法. 网格划分采用任意六面体网格单元, 并采用交错网格体系, 定义除速度矢量外的热力学参数位于单元的中心, 定义速度矢量位于单元的角点上. 对流项的计算采用准

二阶迎风格式.

由于不同的湍流模型对壁面第一层网格的 Y^+ 的要求也不同. 对于标准 $k-\varepsilon$ 模型, 要求 Y^+ 在 $11.5 \sim 200$ 之内, 而 $k-w$ 湍流模型对壁面的精度要求较高, Y^+ 要求小于 2. 因此不同湍流模型所采用的计算网格也不同, 标准 $k-\varepsilon$ 模型的网格约为 12 万, 而 $k-w$ 模型的网格在壁面附近较密, 主流通道的网格为 $50 \times 28 \times 140$, 网格总数约 20 万. $k-w$ 模型的网格细节如图 2 所示.

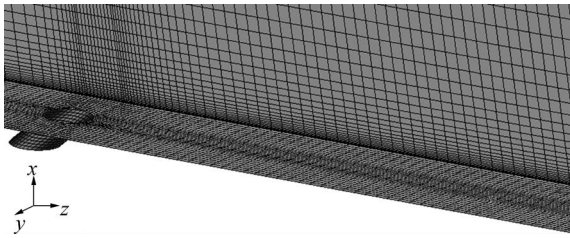


图 2 网格细节示意图

Fig. 2 Details of the computational grid by anisotropic model

1.3 湍流模型

从以往的气膜冷却数值研究来看, 各向同性涡黏湍流模型的计算结果往往低估了气膜冷气的展向扩散. 这是因为在近壁区由于壁面的限制, 垂直于壁面方向的湍流脉动 $\overline{u'^2}$ 往往小于展向的湍流脉动 $\overline{v'^2}$, 并且越接近壁面该趋势越明显^[5]. 因此 Azzi 和 Lakehal^[5] 提出在展向的湍流黏性系数上乘以一个各向异性系数 γ . 其中各向异性系数 γ 为 Y^+ 的函数

$$\gamma = \max \left[\frac{10^3 (Y^+)^{0.42}}{2.682 (Y^+)^2 - 5.463}, 4.25 \right] \quad (1)$$

该函数关系式由 Kim^[11] 的 DNS (direct numerical simulation) 数据拟合而得. 关于该系数的详细信息请参见文献[5].

本文将该各向异性系数 γ 引入到 $k-w$ 湍流模型中, 雷诺应力写为

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = -\frac{2}{3} \rho K \delta_{ij} + \mu_{i,j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

其中 ρ 为流体密度, x_i 为坐标向量, u'_i 为脉动速度向量, U_i 为时均速度向量, K 为湍流脉动动能.

$$\mu_{i,j} = \begin{bmatrix} \mu & \mu_t & \mu_t \\ \mu_t & \mu & \mu_t \\ \mu_t & \mu_t & \mu \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中 $\mu = \rho k / w$.

标准 $k-\varepsilon$ 模型/壁面函数法在本文中不再详细介绍.

1.4 边界条件及参数定义

主流进口给定主流来流的速度 u_∞ 、温度 T_∞ 和密度 ρ_∞ , 射流进口给定冷气的进口速度 u_c 、冷气温度 T_c 和冷气密度 ρ_c , 主流出口为充分发展边界条件并给定静压 101 325 Pa. 主流通道的展向两边界为周期性边界条件. 其他壁面均为绝热无滑移边界条件. 进口湍动能为进口平均动能的 0.2 %.

吹风比 M 与密度比 R_d 是对气膜冷却影响较大的流动参数, 其中吹风比的定义为

$$M = (\rho_c u_c) / (\rho_\infty u_\infty) \quad (4)$$

密度比定义为

$$R_d = \rho_c / \rho_\infty \quad (5)$$

气膜冷却绝热效率是用来衡量冷却气膜在被保护表面上冷却效果的一个无量纲温度比值, 定义为

$$\eta = (T_\infty - T_{aw}) / (T_\infty - T_c) \quad (6)$$

其中 T_{aw} 为绝热壁温.

在本文计算中, 主流速度 u_∞ 始终为 20 m/s, 主流温度 T_∞ 始终为 300 K. 对于 $R_d = 1.2$ 的工况, 射流的温度 T_c 为 250 K; 对于 $R_d = 2.0$ 的工况, T_c 为 150 K. 射流速度 u_c 可根据吹风比 M 和密度比 R_d 以及主流速度 u_∞ 反算得出.

2 计算结果及分析

2.1 各向异性模型与各向同性模型的比较

各向异性与各向同性湍流模型的最大区别在于湍流黏性系数不再是标量, 而是一个在展向乘了各向异性系数 γ 的二阶张量. 本节重点讨论各向异性系数 γ 的引入对流场和温度场的影响.

图 3(a) 和 (b) 分别为当 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.5$ 时, 各向异性 $k-w$ 模型与标准 $k-\varepsilon$ 模型在流向位置 $Z/D = 3$ 截面的涡量 ($\partial V / \partial x - \partial U / \partial y$) 云图. 从两图中可以清楚地看出均有一对由气膜射流引起的肾形涡. 从涡量的数值上看, 各向异性 $k-w$ 模型的肾形涡的范围 (涡量不为 0 的区域) 要大于标准 $k-\varepsilon$ 模型, 这正是各向异性系数 γ 的引入强化了流体沿展向脉动的结果. 同时可以发现, 在涡的中心区, 各向异性模型的涡量绝对值 (约 200) 要小于标准 $k-\varepsilon$ 模型中心区的涡量绝对值 (约 500 ~

600) ,这也是因为 γ 的引入,增大了展向的湍流黏性系数,会对展向肾形涡和射流的卷吸运动起到抑制作用,从而导致旋涡强度的降低.此外,在近壁区可以看出,各向异性 $k-w$ 模型捕捉到了壁面的速度场的细节,计算得到了与肾形涡相反的涡量,而标准 $k-\varepsilon$ 模型的云图中并没有这一细节,这是由于标准 $k-\varepsilon$ 模型对壁面的处理是采用壁面函数造成的.总之,各向异性系数 γ 的引入会使得肾形涡的影响区域变大,但同时会使它的强度变低.

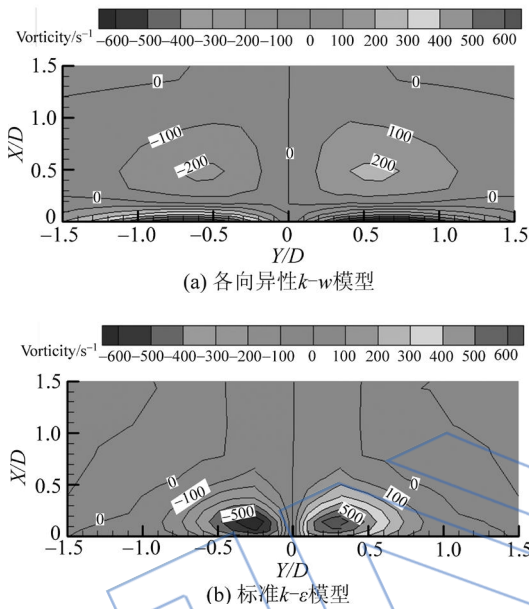


图 3 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.5$ 时 $Z/D = 3$ 截面处两种模型的涡量图

Fig. 3 Contours of the vorticity at streamwise distance $Z/D = 3$ with different models while $R_d = 2.0$ and $M = 0.5$

图 4(a)~(c) 分别为流向距离 $Z/D = 1, 10, 15$ 时, η 沿展向的分布曲线. 其中横坐标为展向的无量纲距离,纵坐标为绝热冷却效率 η . 从图中可以看出,在 $Z/D = 1$ 处,各向异性模型的分布曲线与标准 $k-\varepsilon$ 模型的差别较小. 在中心区域标准 $k-\varepsilon$ 的 η 略高于各向异性模型,而在展向边缘区的 η 略低于后者. 但这种差别随着流向距离的增大而逐渐变得非常明显. 在 $Z/D = 15$ 处,标准 $k-\varepsilon$ 模型中心区域的 η 较各向异性模型偏高了 68%,而边缘处也严重偏低. 这正是由于各向异性 $k-w$ 模型引入了系数 γ ,增大了冷气沿展向的扩散,从而导致了其在气模孔下游中心区域 η 的衰减明显快于标准 $k-\varepsilon$ 模型. 从图中可以看出,由于 γ 的引入,各向异性模型的计算结果更接近实验值,特别是在 $Z/D = 10$ 和 $Z/D = 15$ 处比标准 $k-\varepsilon$ 有明显的优势,这正是由于

气膜冷气展向的扩散被强化而造成的.

图 5 为 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.5$ 时两种模型计算结果与文献[8]的实验数据进对比图. 其中横坐标为流向无量纲距离,纵坐标为气膜孔中心线上的绝热冷却效率 η . 从图中可以看出,两种模型的 η 在 $0 \sim 4D$ 的范围内差别并不大,且均与实验值符合得比较好. 但随着流向距离的增大,标准 $k-\varepsilon$ 模型始终低估了气膜冷气沿展向的扩散,导致中心线上的 η 逐渐偏高,与实验值的差别也越来越

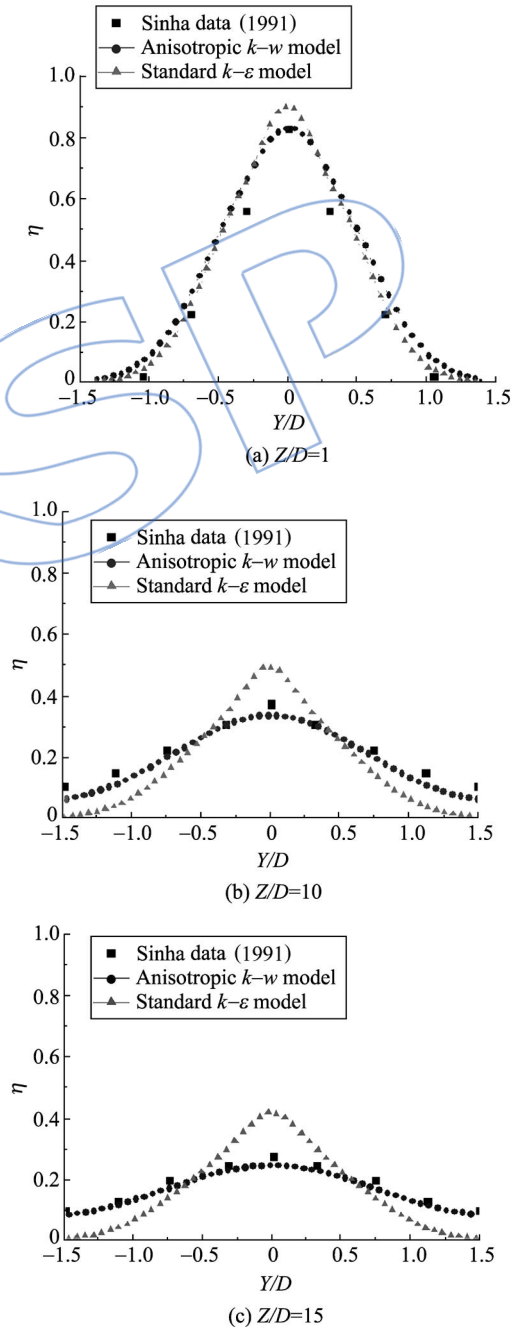


图 4 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.5$ 时 η 沿展向的分布曲线
Fig. 4 Distributions of the cooling effectiveness along the lateral direction while $R_d = 2.0$ and $M = 0.5$

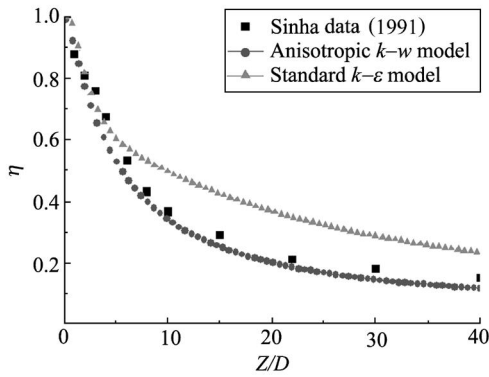


图 5 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.5$ 时中心线的 η 沿流向的分布曲线
Fig. 5 Distributions of the cooling effectiveness along the centerline downstream film hole while
 $R_d = 2.0$ and $M = 0.5$

大,在 40D 处偏高了 54 %。而各向异性模型与实验值始终符合得很好,其与实验值的最大差别发生在 4D 处,偏低了 12 %。

需要说明的是,从图 4(a) 和图 5 的 0~4D 的区域内两模型的计算值和实验值的比较来看,各向异性 $k-w$ 模型并没有比标准 $k-\epsilon$ 模型表现出明显的优势,甚至与实验值的接近程度略差于后者。作者认为有可能是由于各向异性系数 γ 的适用性造成的,在气膜孔下游附近区域内的湍流脉动分布与通道流动有较大的区别。由通道流动 DNS 数据拟合得到的系数 γ 并不完全适用于气膜掺混的流动形式。这一点我们将在下一节详细讨论。

2.2 各向异性系数适用性的讨论

从以上的讨论可以看出,对于各向异性 $k-w$ 模型,各向异性系数 γ 的引入解决了对射流展向扩散估计过低的问题,并使得数值模拟的结果与

实验数据非常接近。图 6 给出了 $R_d = 1.2$ 和 $M = 0.5$ 时,各向异性模型的计算结果与实验数据的比较图。从图中可以看出,对于吹风比在 0.5 左右的工况,无论是 $R_d = 1.2$ 还是 $R_d = 2.0$ (见图 5),各向异性模型的数值模拟结果与实验结果吻合得都比较好。

图 7 和图 8 分别为 $R_d = 2.0, M = 0.8$ 和 $R_d = 2.0, M = 1.0$ 时,各向异性 $k-w$ 模型的计算结果与实验数据的比较图。从图中的实验数据可以看出,气膜出现了脱离壁面再覆的物理现象。对于 $M = 0.8$,气膜在 5D 处再覆;对于 $M = 1.0$,气膜的再覆点为 6D。在再覆点上游区域,计算结果与实验数据存在较大的差别。而在再覆点下游,计算结果与实验数据重新符合得较好。图 9 和图 10 则分别为 $R_d = 2.0, M = 0.8$ 和 $R_d = 2.0, M = 1.0$ 时,计算所得的冷却效果沿展向与实验数据的比较图。从图中可以看出,在 $Z/D = 1$ 处,计算值与实验值差别较大,计算值整体偏高;而在 $Z/D = 15$ 处,计算值与实验值符合得较好。上述现象很可能是各向异性系数 γ 的适用局限性造成的。前面已经提到, γ 是由 DNS 数据拟合而得,但该 DNS 的计算是针对的并非气膜冷却,而是通道流动,在通道流中不会出现主流和射流强烈掺混的这种流动形式。在吹风比较低时,主流将射流压制的很好,平板气膜边界层内流动与通道流动的差别并不大,因此应用系数 γ ,各向异性模型取得了与实验符合得很好的模拟结果。但随着吹风比的增大,气膜穿透主流,在再覆点上游平板气膜与主流掺混较剧烈,该流动形式有别于通道边界层内的流动,这就直接导致 γ 在这个区域适用性较差。

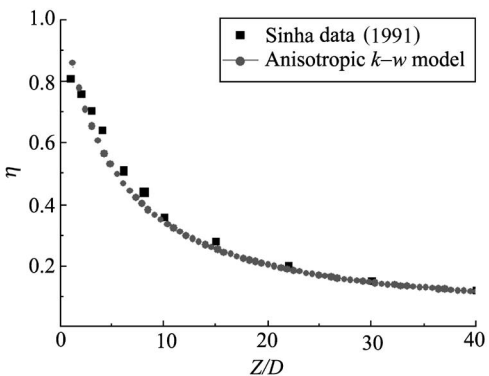


图 6 $R_d = 1.2$ 和 $M = 0.5$ 时中心线的 η 沿流向的分布曲线

Fig. 6 Distributions of the cooling effectiveness along the centerline downstream film hole while
 $R_d = 1.2$ and $M = 0.5$

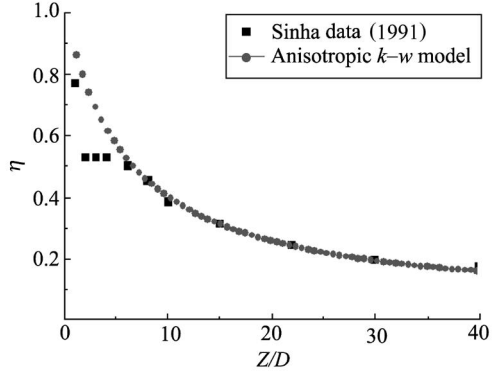


图 7 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.8$ 时中心线的 η 沿流向的分布曲线

Fig. 7 Distributions of the cooling effectiveness along the centerline downstream film hole while
 $R_d = 2.0$ and $M = 0.8$

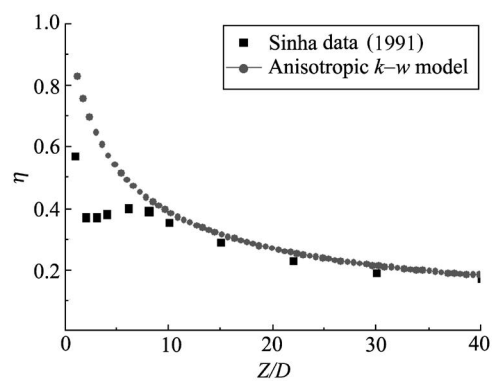


图 8 $R_d = 2.0$ 和 $M = 1.0$ 时中心线的 η 沿流向的分布曲线

Fig.8 Distributions of the cooling effectiveness along the centerline downstream film hole while $R_d = 2.0$ and $M = 1.0$

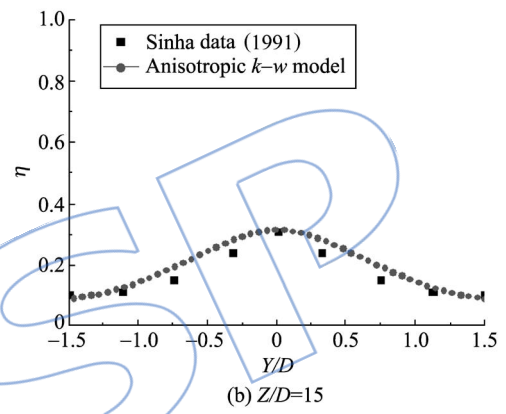
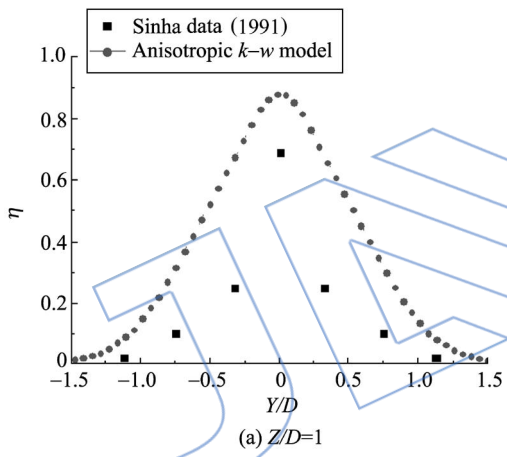
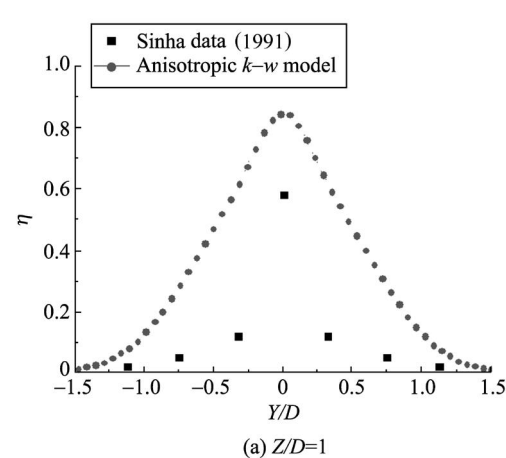


图 10 $R_d = 2.0$ 和 $M = 1.0$ 时 η 沿展向的分布曲线
Fig.10 Distributions of the cooling effectiveness along the lateral direction while $R_d = 2.0$ and $M = 1.0$

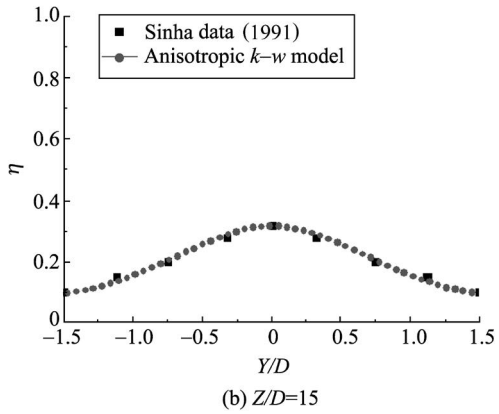


图 9 $R_d = 2.0$ 和 $M = 0.8$ 时 η 沿展向的分布曲线

Fig.9 Distributions of the cooling effectiveness along the lateral direction while $R_d = 2.0$ and $M = 0.8$

对于再覆点下游的区域,由于气膜的再覆壁,该区域的流场再次与通道流动类似,因此计算值与实验值又重新符合得很好.此外,作者认为在 $Z/D = 1$ 处计算值整体偏高是由于湍流模型低估了该区域由主射流掺混引起的垂直壁面方向湍流脉动.如果在本文的各向异性 $k-w$ 湍流基础上,在气膜孔下游附近,引入垂直壁面方向各向异性强化系数,可以预期会得到更好的结果.

3 结 论

本文利用自行开发的三维流动换热通用计算程序,应用引入各向异性系数的 $k-w$ 湍流模型以及标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,对平板气膜冷却进行了数值模拟,并与经典的实验数据进行了对比,得到了以下主要结论:

- 1) 各向异性系数 γ 的引入,增大了展向的湍流黏性系数,强化了流体沿展向的脉动.因此各向异性 $k-w$ 模型的肾形涡影响区域大于标准 $k-\epsilon$ 湍

流模型,但涡的强度要低于后者。

2) 各向异性系数 γ 的引入,使得传统各向同性模型低估射流的展向扩散这一问题得到了改善。各向异性 $k-w$ 湍流模型计算所得的冷却效果在低吹风比 ($M = 0.5$) 的工况下与经典实验值符合得较好。

3) 由于各向异性系数存在局限性,各向异性模型对于气膜脱离壁面与主流强烈掺混的区域适用性较差。随着吹风比的增大,计算值与实验值在再覆点上游区域内的差别逐渐增大,而在再覆点下游的区域内始终符合得较好。

参考文献:

- [1] Leylek J H, Zerkle R D. Discrete-jet film cooling: a comparison of computational results with experiments [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116: 358-368.
- [2] Garg V K, Ameri A A. Comparison of two-equation turbulence models for prediction of heat transfer on film-cooled turbine blades [J]. Numer. Heat Transfer, Part A, 1997, 31: 347-371.
- [3] Hoda A, Acharya S. Predictions of a film cooling jet in crossflow with different turbulence models [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122: 558-569.
- [4] Bergeles G, Gosman A D, Launder B E. The turbulent jet in a cross stream at low injection rates: a three dimensional numerical treatment [J]. Numer. Heat Transfer, 1978, 1: 217-242.
- [5] Azzi A, Lakehal D. Perspectives in modeling film cooling of turbine blades by transcending conventional two-equation turbulence models [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124: 472-484.
- [6] Lakehal D. Near-wall modeling of turbulent convective heat transport in film cooling of turbine blades with the aid of direct numerical simulation data [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124: 485-497.
- [7] 徐红洲, 王尚锦, 刘松龄, 等. 气膜冷却流场的实验研究和数值模拟的分析 [J]. 推进技术, 1998, 19(2): 47-53.
- XU Hongzhou, WANG Shangjin, LIU Songlin, et al. Experimental study and analysis of numerical computation in the flow field of film cooling [J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 19(2): 47-53. (in Chinese)
- [8] Sinha A K, Bogard D G, Crawford M E. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113: 442-449.
- [9] 吴望一. 流体力学 [M]. 北京: 北京大学出版社, 1983.
- WU Wangyi. Fluid dynamics [M]. Beijing: Peking University Press, 1983. (in Chinese)
- [10] 朱剑琴, 徐国强, 陶智, 等. 带肋变截面回转通道内流动与换热的数值模拟 [J]. 北京航空航天大学学报, 2009, 35(1): 18-22.
- ZHU Jianqin, XU Guoqiang, TAO Zhi, et al. Numerical investigation of heat transfer and flow resistance in U-shaped variable cross-section channels with different rib heights [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(1): 18-22. (in Chinese)
- [11] Kim J, Moni P, Moser R. Turbulence statistic in fully developed channel flow at low Reynolds number [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1987, 177: 133-166.