

# 平板脉动气膜冷却特性的数值研究

张晋硕

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2022年11月28日; 录用日期: 2023年1月12日; 发布日期: 2023年1月19日

## 摘要

通过数值模拟方法研究了冷气射流角为 $35^\circ$ 圆孔平板气膜冷却效率在不同激励形式下的冷却效果。吹风比分别为0.3、0.5、0.7、1.0, Sr数分别为0.15、0.3、0.6。脉动波形分别为正弦波与方波。结果表明: 在较低吹风比 $M = 0.5$ 时, 采用脉动形式会降低气膜冷却效率, 不同Sr数对冷却效率无明显区别; 在较高吹风比 $M = 1.0$ 时, 低Sr数情况下能够提高气膜冷却效率, Sr数的升高会导致气膜冷却效率的降低。吹风比M的变化会影响到脉动射流的质量流量以及抬升高度, 导致随着吹风比减小出现了气膜冷却效率呈现先升后降的趋势, 脉动射流相较于稳定射流的冷却效率在 $M = 0.7$ 时效率提升达到20%; 而在采用方波形式进行脉动时, 气膜孔出现了主流入侵现象, 在修改方波脉动幅值后, 效率仍低于正弦脉动。

## 关键词

气膜冷却, 绝热气膜冷却效率, 吹风比, 脉动射流, 脉动波形

# Numerical Study on Characteristics of Pulsation Cooling Film on Flat Plate

Jinshuo Zhang

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Nov. 28<sup>th</sup>, 2022; accepted: Jan. 12<sup>th</sup>, 2023; published: Jan. 19<sup>th</sup>, 2023

## Abstract

The cooling efficiency of a flat plate air film with a round hole and a cooling jet Angle of  $35^\circ$  under different excitation modes was simulated using FLUENT. The simulations were done for nominal blowing ratio ranging from 0.3 to 1.0, and the Sr number 0.15, 0.3 and 0.6. The pulsating waveforms are sinusoidal wave and square wave respectively. The results show that when the blowing ratio  $M = 0.5$ , the pulsation will reduce the film cooling efficiency, and the Sr number has little effect on the cooling efficiency. When the blowing ratio  $M = 1.0$ , the film cooling efficiency is improved when the Sr number is low, and the increase of Sr number leads to the decrease of the film cooling efficiency. The change of blowing ratio M affects the mass flow rate and lifting height of

pulsating jet. As the blowing ratio decreases, the air film cooling efficiency increases first and then decreases. When  $M = 0.7$ , the cooling efficiency of pulsating jet increases by 20% compared with that of stable jet. When the square wave is used for pulsation, main stream intrusion occurred in the hole. After the amplitude of the square wave pulsation is modified, the efficiency is still lower than the sinusoidal pulsation.

## Keywords

Film Cooling, Adiabatic Film Cooling Effectiveness, Blowing Ratio, Pulsation Jet, Pulsation Wavef

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

燃气轮机因其具有高效的特点，取代了蒸汽轮机与内燃机被广泛应用在航空航海等领域。更高的效率以及更大的推重比，要求的涡轮进口温度相应升高，涡轮进口气体温度现已远远高于绝大多数基体材料的极限工作温度。涡轮叶片能够在如此高的温度下稳定工作，气膜冷却技术在其中起到了重要作用 [1] [2]。

气膜冷却是通过叶片结构进行改造，使低温工质通过预定流道喷出，并在叶片表面形成覆盖，起到冷却叶片以及隔离主流工质效果 [3] [4]。气膜冷却性能受到多维因素的影响。有研究者从气膜孔的孔型，几何尺寸，以及位置等参数，进行了一系列以流量和效率为目标的优化 [5]-[10]。还有研究者从改善流场的角度，对上游斜坡加以改造，或将气膜孔嵌入进沟槽中，也一定程度改善的气膜冷却效果 [11] [12] [13] [14]。

现有的研究多集中于冷却结构优化(如孔型，倾角、长径比)，射流参数优化(如吹风比、湍流度、密度比)，以及布置方案设计优化等。在主动控制方面的脉冲气膜冷却成为新的途径 [15]，Ou, S.和 Rivir, R. B. [16]进行了半圆形叶片前缘结构的气膜脉动实验，发现在高吹风比  $M = 1.5, 2.0$  情况下，采用脉动形式有利于膜的横向覆盖，能够提高气膜的冷却效果。而 Coulthard, S. M.等 [17]人通过带有单排圆柱形气膜冷却孔的平板实验，却发现占空比的增加提高了气膜冷却效率。但在较高的吹风比会导致效率降低，脉动情况下，高频率和高占空比会增强冷却效果。Srinath V. Ekkad 等 [18]人通过在钝体圆形前缘结构的气膜冷却实验也发现，在给定的吹风比下，由于占空比降低而产生的有效吹风比是在影响脉动气膜冷却效果的关键因素，在低的吹风比下采用脉动形式获得了更好的冷却效率。Lamyaa A. El-Gabry 等 [19]人在稳定流动和脉动流动的圆柱前缘表面进行了膜效率实验。文章结果又表明，在相同吹风比下，脉动流与连续流相比，采用脉动形式会使膜效率降低。可以看到上述实验中关于脉动射流对冷却效率的影响结论并不一致，需要对脉动射流进行更全面的研究。

本文的研究目的是从吹风比，脉动频率以及脉动波形三个方向对脉动气膜冷却进行数值模拟，研究不同激励形式下脉动射流对气膜冷却效率的影响。为后续透平脉动气膜冷却研究提供参考。

## 2. 数值计算方法

### 2.1. 计算模型

计算几何模型如图 1 所示，计算域由主流通道、射流通道以及冷气腔三部分组成。主流通道的长为

[-15D, 30D]、宽为 3D、高为 5D。射流孔径  $D = 19.05 \text{ mm}$ ，倾斜角为  $35^\circ$ ，孔长为  $4D$ ，冷气箱尺寸为  $180 * 57.15 * 180$ 。坐标原点位于气膜孔后缘中点， $x$ 、 $y$  和  $z$  方向为别对应流向方向和展向。

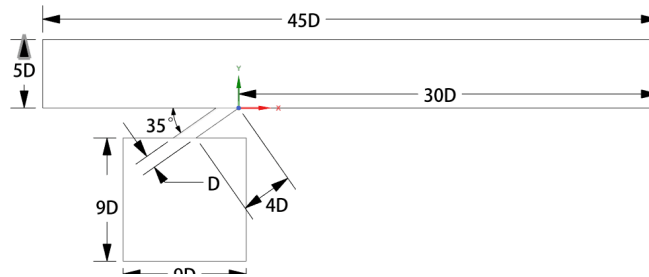


Figure 1. Schematic diagram of geometric model  
图 1. 几何模型示意图

工况选择以 Coulthard, S. M.等[17]人实验为参照。主流通道左侧设置为主流速度入口，主流速度  $u_\infty$  及温度  $T_\infty$  设置为  $8 \text{ m/s}$  和  $273 \text{ K}$ ；冷气腔底部设置为射流速度入口，根据主流进口速度  $u_\infty$ ，依据吹风比  $M$  调整射流速度  $u_c$ ，射流温度为  $300 \text{ K}$ ；主流通道展向两侧及顶部设置为对称边界，其余面设置为绝热无滑移壁面；主流通道右侧设置为压力出口，静压值为  $101,325 \text{ Pa}$ 。

## 2.2. 参数定义

吹风比  $M$  定义为：

$$M = \frac{\rho_c V_c}{\rho_\infty V_\infty} \quad (1)$$

式中  $\rho_c$  和  $\rho_\infty$  为射流和主流密度， $V_c$  和  $V_\infty$  为气膜孔出口处冷气速度主流速度。

$Sr$  数与脉动射流的频率相关，其表达式为：

$$Sr = \frac{2\pi f D}{u_\infty} \quad (2)$$

式中  $f$  为脉动频率， $D$  为特征长度(气膜孔直径)。

绝热气膜冷却效率  $\eta$  以及展向平均气膜冷却效率  $\bar{\eta}$  定义为：

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_{jet} - T_\infty} \quad (3)$$

$$\bar{\eta}(x) = \frac{1}{3D} \int_{-1.5D}^{1.5D} \eta(x, z) dz \quad (4)$$

式中  $T_{aw}$  为绝热壁面表面温度， $T_{jet}$  为射流温度， $T_\infty$  为主流温度。

绝热气膜冷却效率变化率  $\bar{\eta}\%$  定义为：

$$\bar{\eta}\% = \left( \frac{\eta_p}{\eta_s} - 1 \right) * 100\% \quad (5)$$

式中  $\eta_p$  为脉动射流气膜冷却效率， $\eta_s$  为稳定射流气膜冷却效率。

## 2.3. 网格划分与网格无关性验证

网格划分如图 2 所示，主流通道与射流腔为规则的矩形结构，射流通道为圆形管道，结构规则，因

此整个流体域均用 ICEM 软件进行结构化网格划分, 主要研究内容为平板壁面的冷却效率, 并考虑到冷却气流与主流的混合流动, 因此在壁面处与气膜孔处进行网格加密, 第一层的边界层  $Y^+ \approx 1$ 。计算网格的数量对数值模拟的结果及计算过程的收敛情况以及收敛速度有很大影响, 本文选取 135 W, 200 W, 250 W, 400 W 这几种网格数目进行计算, 对比选取合适的网格划分数目进行计算, 图 3 是采用不同网格数目进行计算的中心线冷却效率结果, 从图中可以看出随着网格数目增加, 计算结果存在波动, 135 W 网格与与 400 W 网格相差较大, 网格数目达到 200 W 时, 结果近乎与 430 W 网格数目重合, 模拟中选用 200 W 左右数目的网格进行计算。

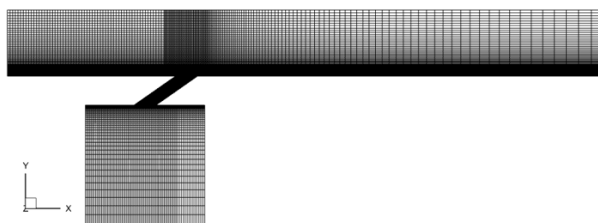


Figure 2. Schematic diagram of mesh

图 2. 网格示意图

## 2.4. 湍流模型验证

不同的湍流模型由于计算的侧重不同, 对计算结果有一定影响, 为使计算更接近实际情况, 本文选取了四种湍流模型以及三种近壁面函数, 以稳定射流工况为参考工况进行计算并将结果与实验结果进行对比, 图 4 给出了所有湍流模型计算的绝热冷却效率(膜孔下游中心线上沿流向分布)结果与实验结果对比; 从图中可以看出, 除 SST-Kw 模型外, 采用这几种湍流模型对气膜孔下游中心线上的气膜绝热冷却效率沿流向分布区别不大, 不同的近壁面函数, 对于结果的准确性影响较大, 在采用非平衡近壁面函数时, 在邻近气膜孔的 3 倍孔径处( $x/d = 3$ ), 几种湍流模型所计算得到的沿展向的气膜绝热冷却效率也与实验结果非常接近, 在接近气膜孔处, RNG k- $\epsilon$  湍流模型和 Realizable k- $\epsilon$  湍流模型的计算结果与实验结果更为相近且 RNG k- $\epsilon$  湍流模型与结果更为相符。因此本文中数值计算采用搭配非平衡壁面函数的 RNG k- $\epsilon$  湍流模型进行计算。

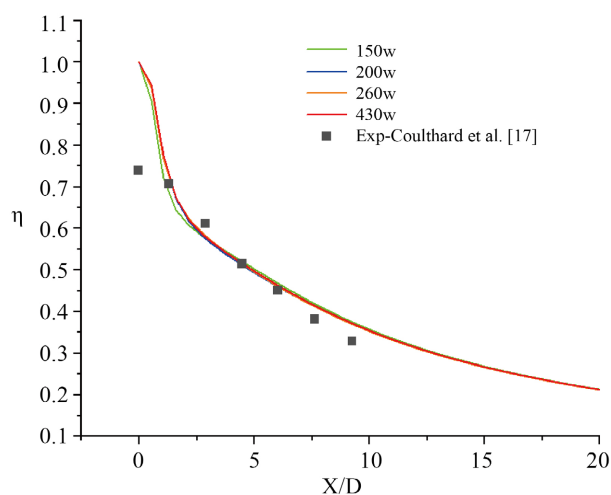


Figure 3. Grid independence verification

图 3. 网格无关性验证

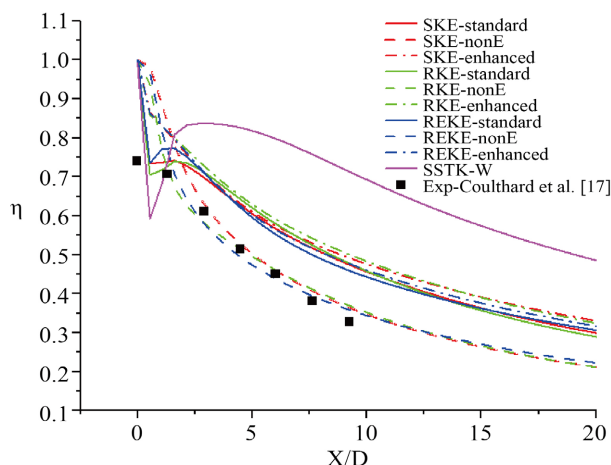


Figure 4. Validation of turbulence model  
图 4. 湍流模型验证

### 3. 结果与讨论

#### 3.1. 不同 Sr 数对脉动气膜冷却的影响

通过对吹风比  $M = 0.5$ ,  $M = 1$  时, 稳定射流以及  $Sr = 0.15$ ,  $0.3$ ,  $0.6$  工况进行模拟计算, 得到了在两个吹风比下不同脉动频率对气膜冷却的影响, 图 5 为  $Z = 0$  截面温度云图, 从图中可以看到在壁面上方脉动射流结构, 随着  $Sr$  数增大, 即脉动频率的增加, 射流结构更为复杂, 射流沿  $X$  方向产生多个核心区域, 且脉动射流核心区域的间隔距离随频率升高而缩短。而从图 6 展向平均时均气膜效率的结果来看, 不同脉动频率间气膜冷却效率并没有明显区别, 且从表 1 的统计结果来看, 相较于稳定射流, 在吹风比  $M = 0.5$  工况下  $[-D, 5D]$  区域的平均气膜冷却效率降低了 7% 左右,  $[-D, 10D]$  则降低了 9% 左右,  $M = 1.0$  条件下, 采用脉动形式在  $[-D, 5D]$  区域内冷却效率则有了小幅提升, 提升效果随着频率的升高逐步减弱, 在  $[-D, 10D]$  区域内,  $Sr = 0.15$  时仍有提升效果,  $Sr = 0.3$  平均冷却效率与稳定射流基本一致, 在  $Sr = 0.6$  时冷却效率已经低于稳定射流。总体结果表明, 在低吹风比下采用脉动气膜冷却, 并不能起到优化的效果, 脉动形式只有在较高吹风比低频率下, 才起到小幅优化效果。结合图 7, 图 8 中  $Z = 0$  截面以及  $Y = 0$  截面的温度及效率云图, 我们可以认为, 这是由于采用脉动气膜冷却时, 由于流量的变化, 射流抬升高度也在进行变动, 高吹风比下低频率下, 相较于高频率气膜孔处射流更不稳定, 这使得射流高度降低, 能使射流贴合板面, 有利于冷却效率的提高。与此同时, 由于流量变化, 在射流下游产生了较高的不稳定性, 使得下游冷却射流的覆盖效果变差, 导致虽然高频率脉动能维持射流的稳定, 但相较于稳定射流冷在远离气膜孔位置却效率更低。且从图 7 中观察到, 相较于稳定射流, 脉动射流在距离气膜孔  $10D$  后, 有效冷却距离随着脉动频率增加而增强的扰动逐步缩短。

#### 3.2. 不同吹风比对脉动气膜冷却的影响

通过对吹风比  $M = 0.3, 0.5, 0.7, 1.0$  工况分别进行稳态与脉动 ( $Sr = 0.3$ ) 射流的计算, 得到了不同吹风比下, 采用脉动射流对气膜冷却的效果, 由图 9 沿  $X$  方向的展向平均气膜效率曲线可以看到, 随着吹风比从  $M = 1.0$  逐步降低, 脉动气膜冷却效率逐渐增大, 在  $M = 0.5$  整体的气膜冷却效果最好, 当吹风比  $M = 0.3$  时, 在出口处仍保持着效率提升趋势, 但从整体效果来看, 相较于  $M = 0.5$  效果降低。在比较采用脉动射流进行气膜冷却与稳定射流冷却时, 出现了值得注意的现象, 在吹风比较低时, 脉动形式对冷却效果并未起到增强作用, 但在高吹风比下, 气膜冷却效果由于脉动有所提升, 但提升效果最为显著的是

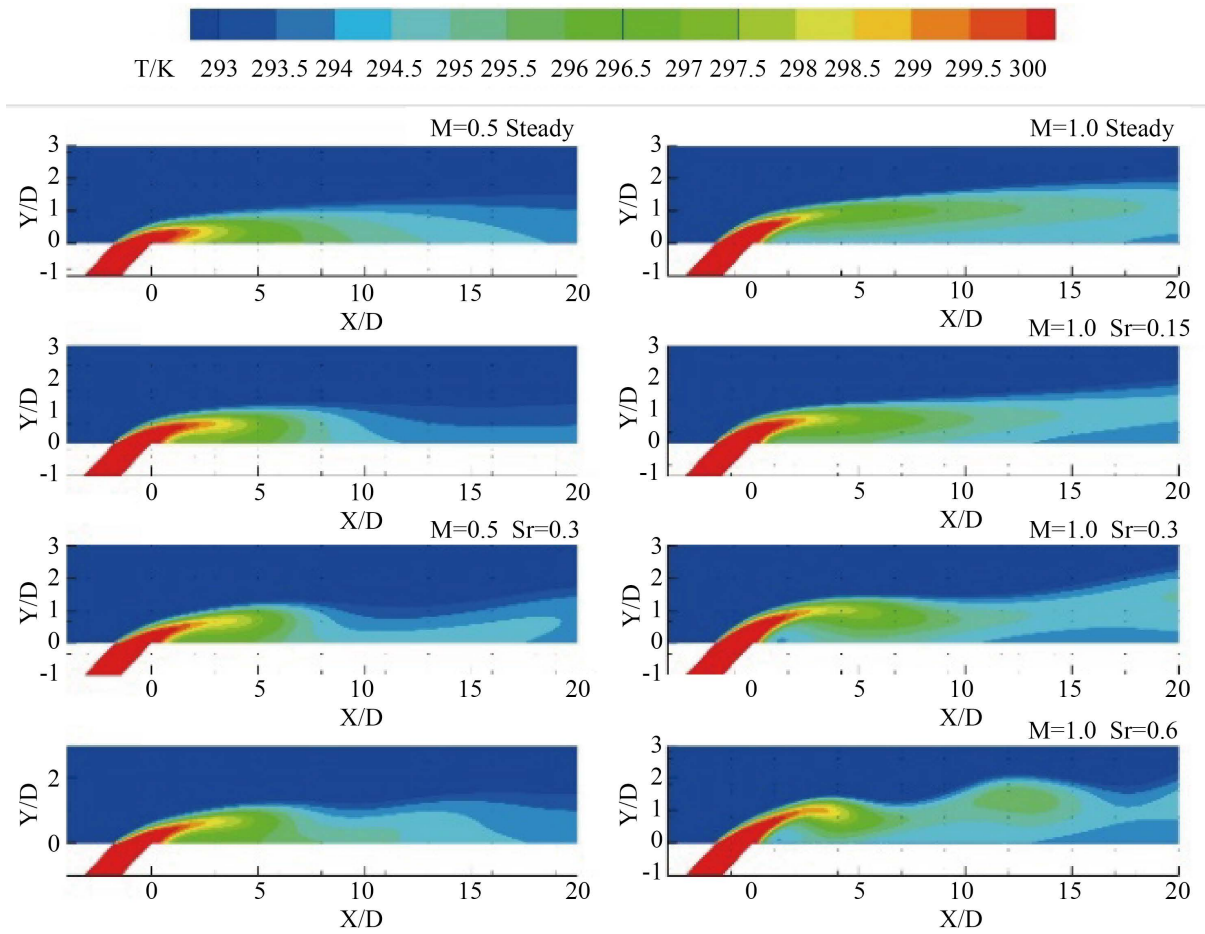


Figure 5. Temperature contours on  $Z = 0$  section  
 图 5.  $Z = 0$  截面温度云图

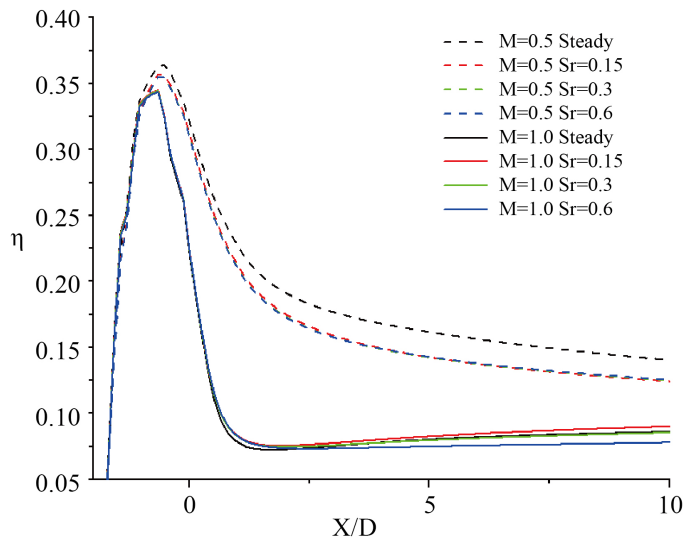
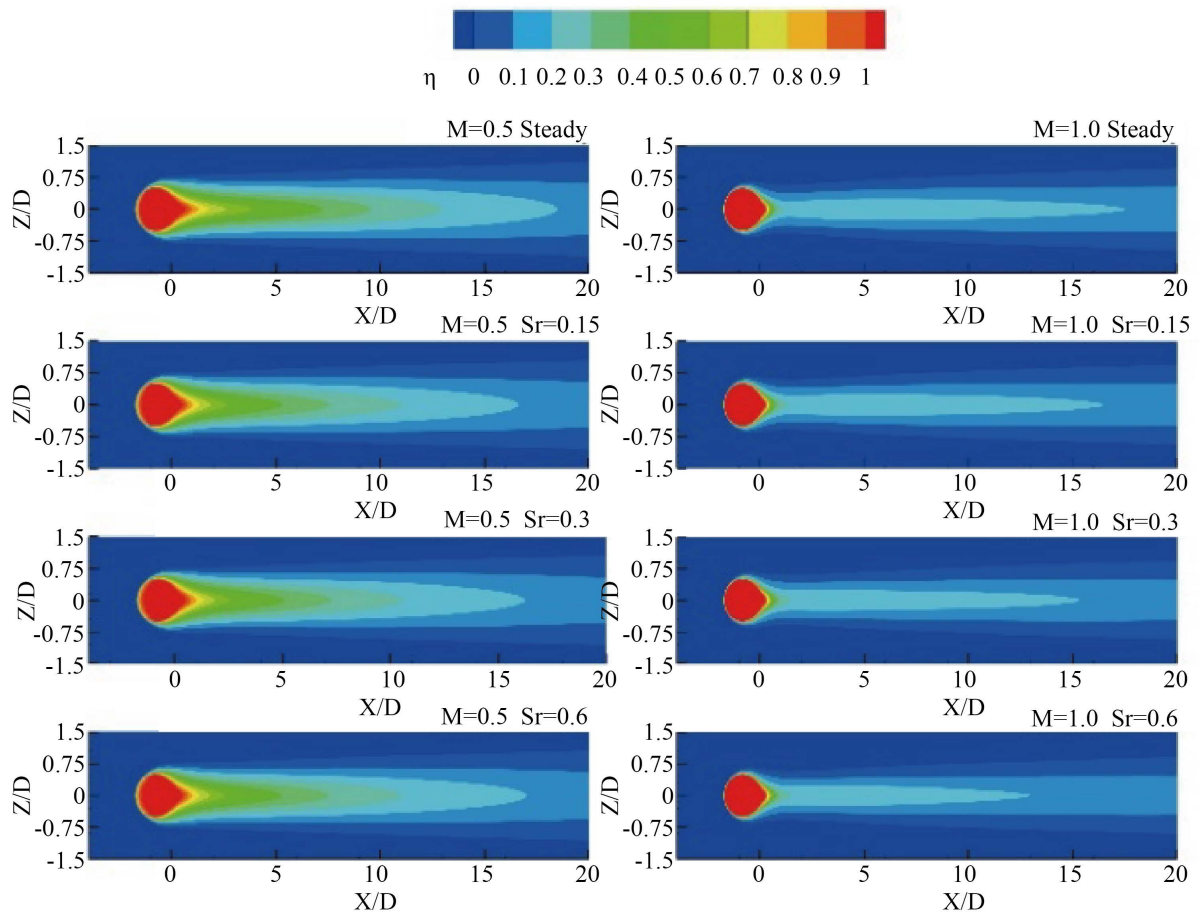


Figure 6. Transverse average film-cooling effectiveness  
 图 6. 展向平均时均气膜冷却效率

**Table 1.** In condition on  $M = 0.5/1.0$ , Steady/ $Sr=0.15/0.3/0.6$ , surface average efficiency and rate of efficiency change on  $[-D, 5D]$  and  $[-D, 10D]$  sections**表 1.**  $M = 0.5/1.0$ , Steady 与  $Sr = 0.15/0.3/0.6$  工况下  $[-D, 5D]$   $[-D, 10D]$  面平均效率及效率变化率

$[-D, 5D]$	$\eta_s$	$\eta_p$ 0.15	$\eta_p$ 0.3	$\eta_p$ 0.6
M = 0.5	0.2468	0.2301	0.2279	0.2281
M = 1.0	0.1324	0.1358	0.1351	0.1340
$[-D, 10D]$	$\eta_s$	$\eta_p$ 0.15	$\eta_p$ 0.3	$\eta_p$ 0.6
M = 0.5	0.2095	0.1913	0.1895	0.1906
M = 1.0	0.1172	0.1187	0.1172	0.1148
$[-D, 5D]$	$\bar{\eta}$ %	$\bar{\eta}$ % 0.15	$\bar{\eta}$ % 0.3	$\bar{\eta}$ % 0.6
M = 0.5	1	-6.76%	-7.67%	-7.56%
M = 1.0	1	2.56%	1.99%	1.18%
$[-D, 10D]$	$\bar{\eta}$ %	$\bar{\eta}$ % 0.15	$\bar{\eta}$ % 0.3	$\bar{\eta}$ % 0.6
M = 0.5	1	-8.68%	-9.51%	-8.99%
M = 1.0	1	1.32%	0.05%	-2.03%

**Figure 7.** Average film-cooling effectiveness contours on  $Y = 0$  section**图 7.**  $Y = 0$  截面时均冷却效率云图

在  $M = 0.7$  时, 如表 2 面平均冷却效率显示, 相较于稳定射流,  $[-D, 5D]$  效率提升了 27.8%,  $[-D, 10D]$  效率提升了 23.08%。这一现象我们可以从图 10 不同 X 截面的温度及流线云图以及图 11 Y 截面的时均温度分布云图得到解释:  $M = 1.0$  时稳态射流冷气射流的穿透能力较强, 由于反向旋转涡对以及马蹄涡的影响, 会在平板表面形成一段未覆盖区域, 这使得射流未与壁面贴附, 不利于热量传递, 导致高吹风比下的低冷却效率。随着吹风比的降低, 射流高度下降, 冷气愈发贴近平板表面, 这能够显著提高冷气出口处的气膜冷却效率。但当吹风比下降到射流的中心部分充分贴合壁面, 这时冷气量的减少会导致冷气不能在气膜孔下游形成有效覆盖, 导致整体的冷却效果降低。此外, 我们从在图 7 中发现, 由于脉动导致射流产生了更高的不稳定性, 在冷气量一致的情况下, 脉动射流在空间内的有效区域相较于稳定射流更小, 这会使主流与射流热量交换效果增强, 不利于形成稳定保护层。

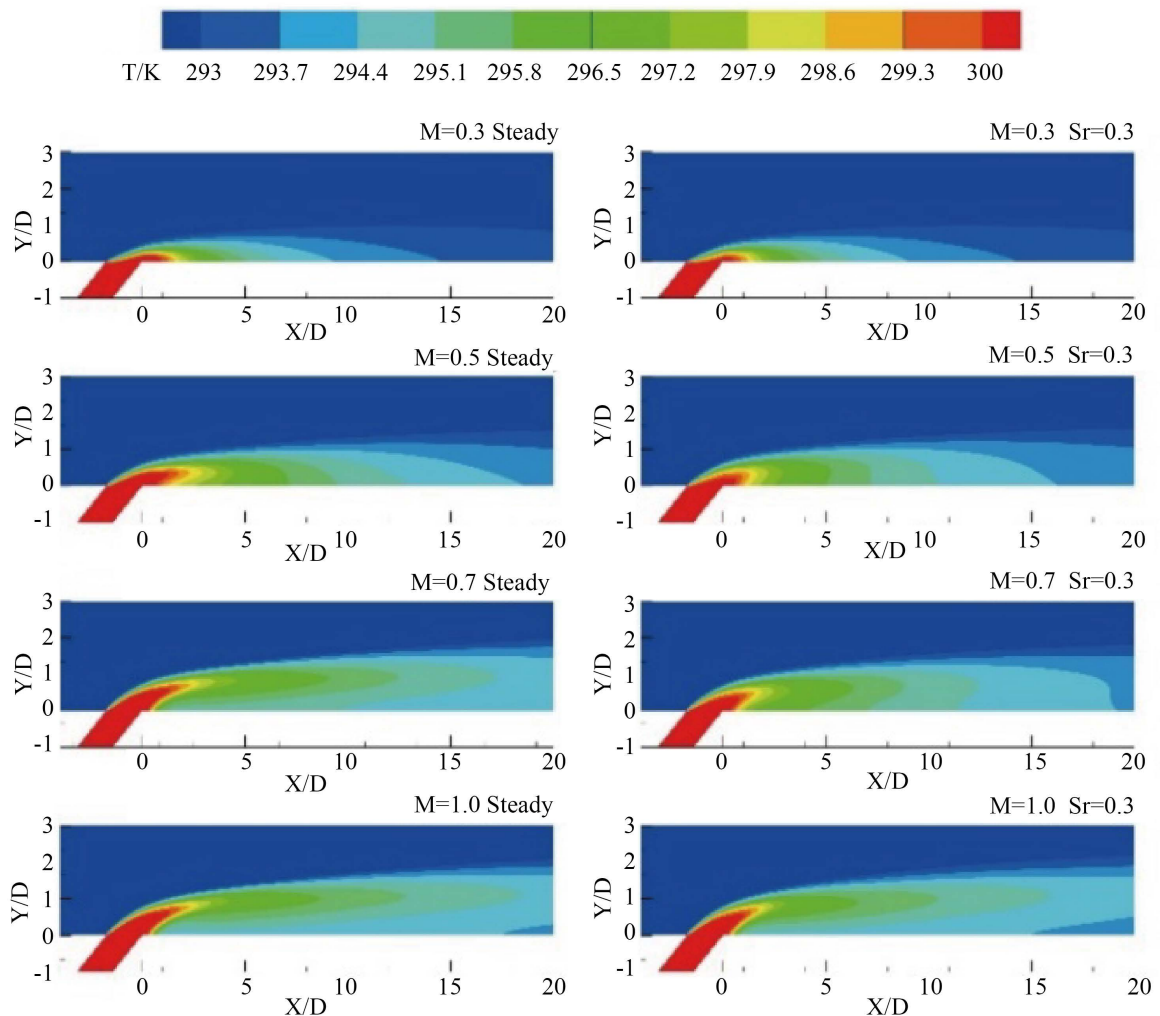


Figure 8. Temperature contours on  $Z = 0$  section  
图 8.  $Z = 0$  截面时均温度云图

### 3.3. 不同波形对脉动气膜冷却的影响

通过在吹风比  $M = 0.5$ ,  $Sr = 0.15$  工况下进行方波与正弦波两种脉动形式的模拟计算, 波形图如图 12 所示, 得到了不同脉动波形对气膜冷却的影响, 由图 13 所示的展向平均时均气膜效率来看, 在冷气量一



定的情况下,相较于稳态,脉动形式的气膜冷却效率,有不同程度的下降,尤其是在采用sq-波形时,气膜孔出口处出现了大幅下降。从图 14 一个周期内的中可以看到在采用方波脉动时,在吹风比为 0 阶段,冷

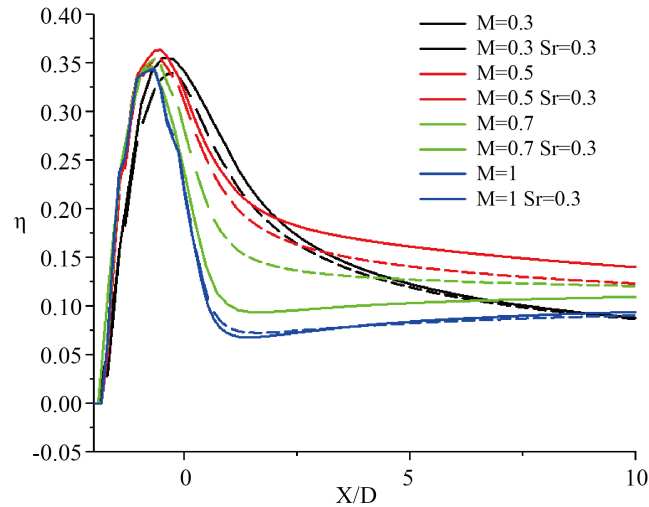
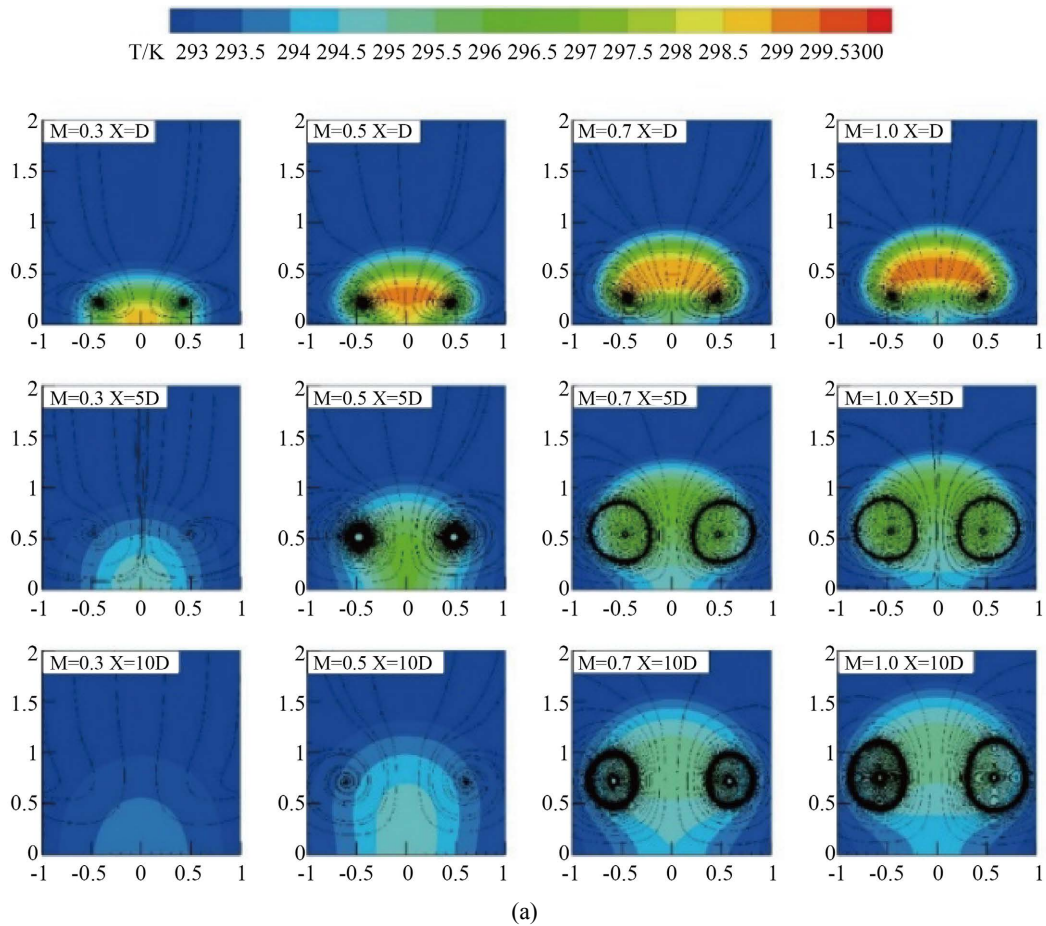


Figure 9. Transverse average film-cooling effectiveness curve  
图 9. 展向平均时均气膜冷却效率



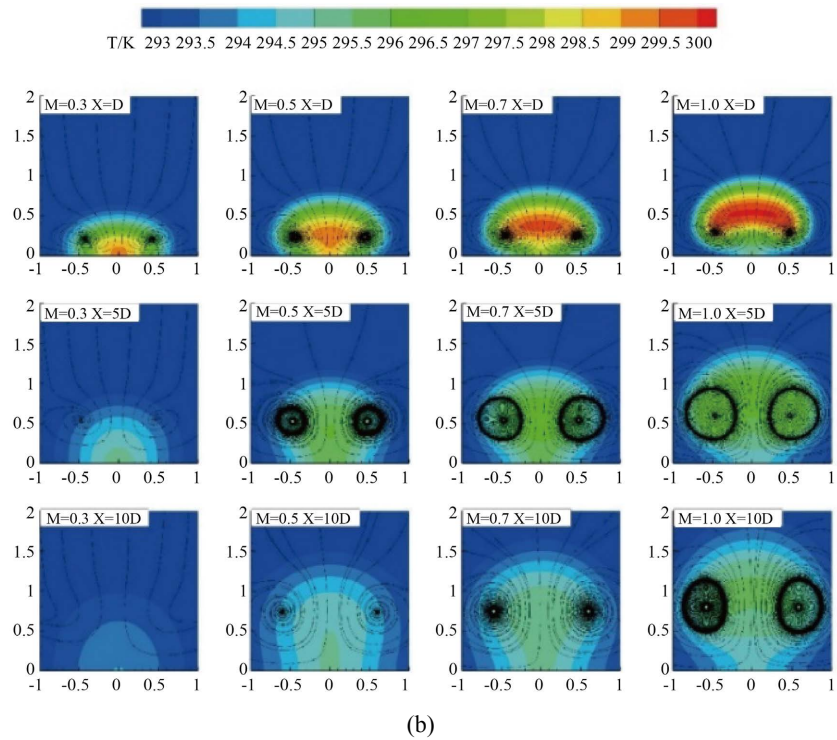


Figure 10. In condition on  $M = 0.3/0.5/0.7/1.0$ , Steady (a)/ $Sr = 0.3$  (b), temperature contours and plane streamlines on  $Y[0,2D]$  and  $Z[-D,D]$  sections at  $X = 0/5D/10D$

图 10.  $M = 0.3/0.5/0.7/1.0$ , Steady (a)/ $Sr = 0.3$ ; (b) 工况下  $X = 0/5D/10D$ ,  $Y=[0,2D]$ ,  $Z=[-D,D]$ 截面温度云图及流线图

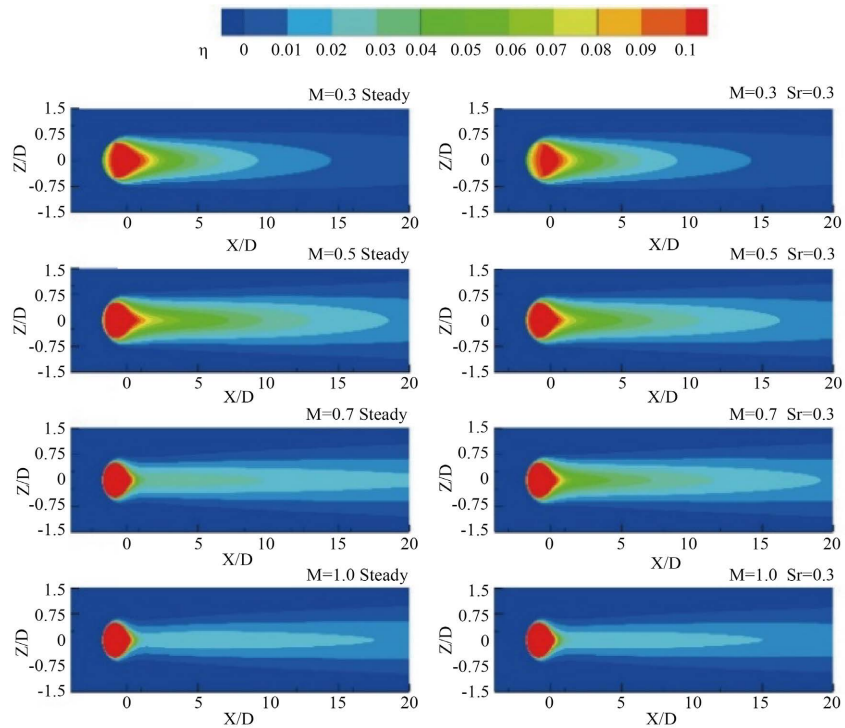


Figure 11. Average film-cooling effectiveness contours on  $Y = 0$  section

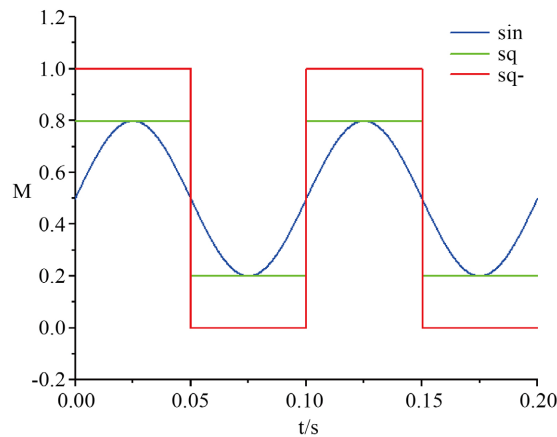
图 11.  $Y = 0$  截面时均冷却效率云图

**Table 2.** In condition on  $M = 0.3/0.5/0.7/1.0$ ,  $Steady/Sr=0.3$ , surface average efficiency and rate of efficiency change on  $[-D, 5D]$  and  $[-D, 10D]$  sections

**表 2.**  $M = 0.3/0.5/0.7/1.0$ ,  $Steady$  与  $Sr = 0.3$  工况下  $[-D, 5D]$   $[-D, 10D]$  面平均效率与效率变化率

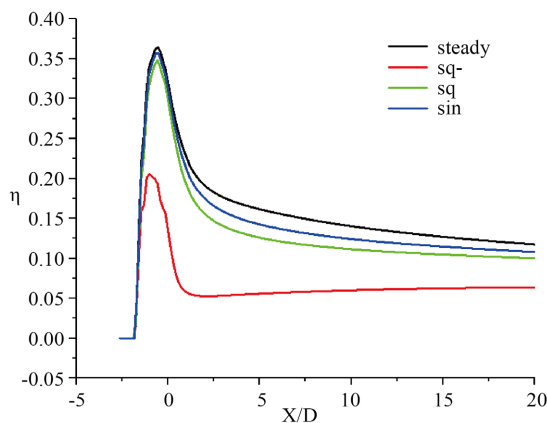
$[-D, 5D]$	$M = 0.3$	$M = 0.5$	$M = 0.7$	$M = 1.0$
$\eta_s$	0.2414	0.2468	0.1566	0.1325
$\eta_p$	0.2277	0.2279	0.2001	0.1351
$\bar{\eta}\%$	-5.64%	-7.67%	27.80%	1.99%
$[D, 10D]$	$M = 0.3$	$M = 0.5$	$M = 0.7$	$M = 1.0$
$\eta_s$	0.1827	0.2095	0.1388	0.1172
$\eta_p$	0.1743	0.1896	0.1708	0.1173
$\bar{\eta}\%$	-4.63%	-9.51%	23.08%	0.05%

气在壁面会有一段空窗期，表面没有冷气进行覆盖，这严重影响气膜冷却的效果，甚至在这期间，会有主流气体入侵到射流孔中，这在实际应用中会导致冷气孔通道的热腐蚀，破坏叶片结构。因此，在保证冷气量一定的同时将方波脉动幅值进行了调整，可以看到在脉动幅值调整后，主流入侵现象虽然得到了明显改善，但脉动气膜冷却效率相比较同幅值、同冷气量的正弦波形仍然较低。



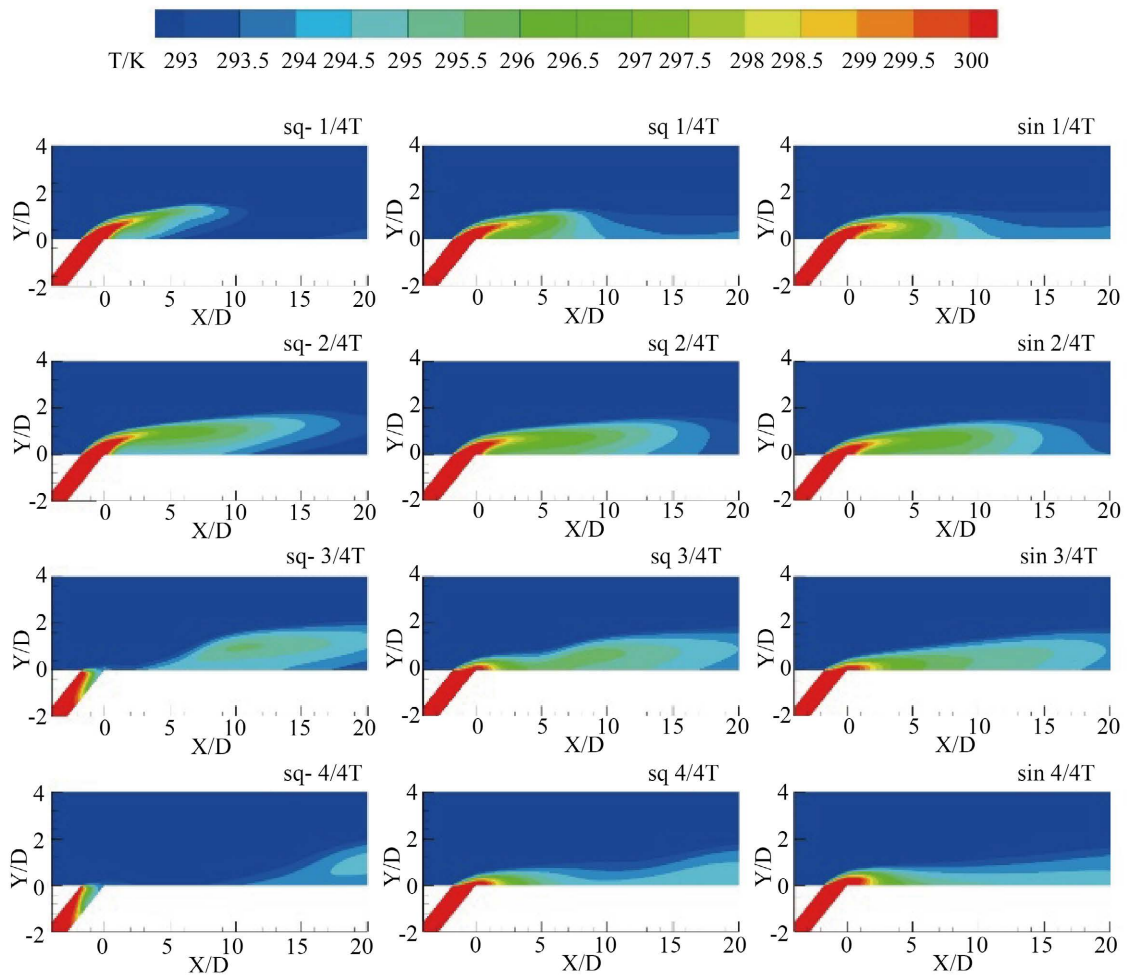
**Figure 12.** Different waveforms of pulsated jet

**图 12.** 脉动射流不同波形



**Figure 13.** Transverse average film-cooling effectiveness

**图 13.** 展向平均时均气膜冷却效率



**Figure 14.** Temperature contours on  $Z = 0$  section corresponds to four moments in the period of the three waveforms sq-, sq and sin

**图 14.** sq-, sq, sin 三种波形周期内 4 个时刻对应  $Z = 0$  截面温度云图

#### 4. 结论

1) 脉动频率对脉动气膜冷却的影响与吹风比有关：在较低的吹风比工况下，射流中心高度距离壁面较近。脉动会加强射流结构的紊乱程度，使射流与主流热量交换，减少射流覆盖距离，导致气膜冷却的效率降低。脉动频率越高，效率反而越低。在较高吹风比工况下，射流抬升高度较高，脉动由于破坏射流结构，在气膜孔出口处，会有利射流中心贴合壁面，使气膜孔近端冷却效率有所加强，整体看，低频率下每次脉动形成射流覆盖的周期长，结构容易破坏，射流重新喷射进入主流时速度损失大，射流中心高度较稳定射流贴近壁面，这能够提高脉动期末整体冷却效率，随着频率增加，射流出口处结构逐渐趋于稳定，射流中心与稳定射流近似，由于脉动射流与主流更易交互，高频率降低了整体的冷却效率。

2) 吹风比对脉动气膜冷却的影响主要取决于射流中心高度，吹风比降低，射流中心与壁面更为贴合，冷却效率越高，直到降低到气膜中心附着在壁面上，此后再降低吹风比，则会导致冷气量的不足，导致有效覆盖面积减少，整体的冷却效率则降低。同吹风比下采用脉动形式，相较于稳定射流中心高度更低，这使得脉动在高吹风比下能够一定程度提高效率，尤其是射流中心尚未贴近壁面时。

3) 在比较了正弦波与方波两种脉动方案后，发现方波存在主流入侵现象，这会导致气膜孔结构受到

腐蚀,同时会导致壁面有一段无冷气覆盖阶段。即使在调整幅值后,正弦波相较于方波脉动仍更具优势。

整体来看,在冷气量保持一致时,采用脉动射流并不能在低吹风比工况下产生有利效果,只是在高吹风比下能够发挥优势,考虑到低吹风比的气膜虽容易在壁面形成覆盖,但面对主流中存在的扰动抗干扰性较差,实际应用中,往往需要较高吹风比达到冷却效果,所以脉动形式仍存在研究价值。此外,采用脉动形式另一个目标时减少冷气量的消耗。这仍需进行进一步的研究。

## 参考文献

- [1] 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.
- [2] Han, J.C., Dutta, S. and Ekkad, S. (2012) Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology. CRC Press, Boca Raton. <https://doi.org/10.1201/b13616>
- [3] Ito, S., Goldstein, R.J. and Eckert, E. (1978) Film Cooling of a Gas Turbine Blade. *Journal for Engineering for Power*, **100**, 476. <https://doi.org/10.1115/1.3446382>
- [4] Bogard, D.G. and Thole, K. (2012) A Gas Turbine Film Cooling. *Journal of Propulsion & Power*, **22**, 249-270. <https://doi.org/10.2514/1.18034>
- [5] Gritsch, M., Schulz, A. and Wittig, S. (2003) Effect of Internal Coolant Crossflow on the Effectiveness of Shaped Film-Cooling Holes. *Journal of Turbomachinery*, **125**, 547-554. <https://doi.org/10.1115/1.1580523>
- [6] Gritsch, M., Colban, W., Schar, H., et al. (2005) Effect of Hole Geometry on the Thermal Performance of Fan-Shaped Film Cooling Holes. *Journal of Turbomachinery*, **127**, 718-725. <https://doi.org/10.1115/1.2019315>
- [7] Colban, W.F., Thole, K.A. and Bogard, D. (2011) A Film-Cooling Correlation for Shaped Holes on a Flat-Plate Surface. *Journal of Turbomachinery*, **133**, 11-13. <https://doi.org/10.1115/1.4002064>
- [8] Wang, C.H., et al. (2018) Large Eddy Simulation of Film Cooling Flow from a Fan Shaped Hole. *Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics*, **129**, 855-870. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.088>
- [9] Li, W., Li, X., Jing, R., et al. (2018) Experimental Investigation of Wall Thickness and Hole Shape Variation Effects on Full-Coverage Film Cooling Performance for a Gas Turbine Vane. *Applied Thermal Engineering*, **144**, 349-361. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.068>
- [10] Saumweber, C. and Schulz, A. (2012) Effect of Geometry Variations on the Cooling Performance of Fan-Shaped Cooling Holes. *Journal of Turbomachinery—Transactions of the ASME*, **134**, Article ID: 061008. <https://doi.org/10.1115/1.4006290>
- [11] Kalghatgi, P. and Acharya, S. (2019) Flow Dynamics of a Film Cooling Jet Issued from a Round Hole Embedded in Contoured Crater. *Journal of Turbomachinery*, **141**, Article ID: 081001. <https://doi.org/10.1115/1.4043071>
- [12] Zhang, J.Z., Zhu, X.D., Huang, Y., et al. (2017) Investigation on Film Cooling Performance from a Row of Round-to-Slot Holes on Flat Plate. *International Journal of Thermal Sciences*, **118**, 207-225. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.04.029>
- [13] Abdala, A. and Elwekeel, F. (2016) An Influence of Novel Upstream Steps on Film Cooling Performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **93**, 86-96. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.007>
- [14] Hammami, Z., et al. (2016) Improving Adiabatic Film-Cooling Effectiveness by Using an Upstream Pyramid. *Computational Thermal Sciences*, **8**, 135-146. <https://doi.org/10.1615/ComputThermalScien.2016016302>
- [15] Nikitopoulos, D.E., Acharya, S., Oertling, J., et al. (2006) On Active Control of Film-Cooling Flows. *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air*, Vol. 3, 61-69. <https://doi.org/10.1115/GT2006-90051>
- [16] Ou, S. and Rivir, R.B. (2006) Shaped-Hole Film Cooling with Pulsed Secondary Flow. *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air*, Vol. 8, 259-269. <https://doi.org/10.1115/GT2006-90272>
- [17] Coulthard, S.M., Volino, R.J. and Flack, K. (2006) A Effect of Jet Pulsing on Film Cooling: Part 1—Effectiveness and Flow-Field Temperature Results. *Journal of Turbomachinery*, **129**, 232-246. <https://doi.org/10.1115/GT2006-91273>
- [18] Ekkad, S.V., Ou, S. and Rivir, R.B. (2006) Effect of Jet Pulsation and Duty Cycle on Film Cooling From a Single Jet on a Leading Edge Model. *Journal of Turbomachinery*, **128**, 564-571. <https://doi.org/10.1115/1.2185122>
- [19] El-Gabry, L.A. and Rivir, R.B. (2012) Effect of Pulsed Film Cooling on Leading Edge Film Effectiveness. *Journal of Turbomachinery*, **134**, Article ID: 041005. <https://doi.org/10.1115/1.4003653>