DOI: 10.19666/j.rlfd.202502053

台阶气膜孔冷却特性数值研究

刘战胜[1,2]，肖俊峰[2]，高　松[2]，李园园[2]，上官博[2]，
于飞龙[2]，张　蒙[2]，丰镇平[1]
（1. 西安交通大学能源与动力工程学院，陕西　西安　710049；
2. 西安热工研究院有限公司，陕西　西安　710054）

［摘　　要］【目的】传统圆柱气膜孔在高吹风比下冷却性能快速下降，可以通过气膜孔孔型设计来改善圆柱气膜孔冷却特性。【方法】采用基于雷诺平均的纳维–斯托克斯（RANS）方法对台阶气孔的冷却性能进行了数值分析，并与圆柱气膜孔进行了对比分析。【结果】结果表明：在平板气膜冷却模型中，台阶气膜孔的冷却效果优于圆柱气膜孔，特别是在高吹风比 R_B=1.0 和 R_B=1.5 工况下，台阶气膜孔冷却有效度相对于圆柱气膜孔提升幅度超过 100%，且台阶气膜孔的冷却壁面换热系数低于圆柱气膜孔，可以有效降低冷却壁面换热量；台阶气膜孔冷却效果随着孔长度比例系数 R_L 的增加先降低后升高，随孔直径比例系数 R_D 的增加不断升高；在动叶前缘冷却中，台阶气膜孔相对于圆柱气膜孔在叶身和叶顶处的冷却效果提升幅度分别为 17.5%和 17.0%，叶身和叶顶的最高温度分别降低了 24.7、14.1 K；与圆柱孔气膜相比，动叶在前缘台阶气膜孔冷却作用下，叶身和叶顶的冷却有效度分布更加均匀。【结论】研究结果可为台阶气膜孔在燃气轮机透平叶片冷却结构设计中的应用提供指导。

［关　键　词］台阶气膜孔；冷却特性；动叶；前缘；数值研究

［引用本文格式］刘战胜，肖俊峰，高松，等. 台阶气膜孔冷却特性数值研究[J]. 热力发电, 2026, 55(9): 92.　Liu Z S, Xiao J F, Gao S, et al. Numerical study on cooling characteristics of step-shaped film cooling holes[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(9): 92.

Numerical study on cooling characteristics of step-shaped film cooling holes

Liu Zhansheng[1,2], Xiao Junfeng[2], Gao Song[2], Li Yuanyuan[2], Shangguan Bo[2],
Yu Feilong[2], Zhang Meng[2], Feng Zhenping[1]
(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: [Objective] The cooling performance of conventional cylindrical film holes decreases dramatically under high blowing ratio conditions. The cooling characteristics of cylindrical film cooling holes can be improved by innovative design of the hole shape. [Methods] The method of Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations (RANS) is applied for numerical analysis of cooling performance of step-shaped holes, and the results are then compared with that of the cylindrical hole. [Results] The results show that the cooling effectiveness of the step-shaped hole is better than that of the cylindrical hole, especially under high blowing ratio conditions. The cooling effectiveness of the step-shaped hole is improved by more than 100% under the condition that R_B=1.0 or R_B=1.5, relative to the cooling effectiveness of the cylindrical hole. Additionally, the heat transfer coefficient of the step-shaped film cooling hole is smaller than that of the cylindrical hole, which is beneficial to restrain the heat load of the objective cooling wall. For the analysis of the geometry parameters effects, the cooling effectiveness of the step-shaped hole firstly decreases and then increases with the increase of length ratio R_L, and continuously increases with the increase of the diameter ratio R_D. For the leading edge cooling of the rotor blade, the cooling effectiveness of the step-shaped holes on the blade body surface and blade tip surface is increased by 17.5% and 17.0% respectively compared with that of the cylindrical holes. When the step-shaped holes are applied, the maximum temperatures of the blade body

修 回 日 期：2026-03-09　接 受 日 期：2026-03-20
基 金 项 目：中国华能集团有限公司总部科技项目（HNKJ22-H16）
Supported by: Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ22-H16)
第一作者简介：刘战胜（1990），男，博士，工程师，主要研究方向为燃气轮机透平内部流动与传热，zhanshengliu@foxmail.com。

surface and blade tip surface are reduced by 24.7 K and 14.1 K, respectively. Compared to cylindrical film cooling holes, the cooling performances of the blade body near the leading edge and in the mid-chord region on the pressure side are improved by the application of the step-shaped holes on the leading edge. For the blade tip, the adiabatic cooling effectiveness of the step-shaped holes in the shoulder region of the suction side and the middle region of the pressure side is superior to that of the cylindrical holes. The application of step-shaped holes makes the cooling effectiveness distribution of the blade body surface and blade tip surface more uniform, and significantly or the cooling effectiveness of the leading edge of the rotor blade without increasing manufacturing complexity and reducing blade strength. [Conclusion] The results can provide guidance for the application of step-shaped holes for the design of cooling structures of the gas turbine blades.

Key words: step-shaped film cooling holes; cooling characteristics; rotor blade; leading edge; numerical investigation

气膜冷却是将冷气引入到热端部件内部，然后冷气通过部件表面离散分布的气膜孔形成有效覆盖的冷却气膜，从而保护高温部件的一种冷却方式。Goldstein[1]系统总结了气膜冷却的流动机理，指出肾形涡是气膜射流最主要的涡结构，其主导气膜射流形态及下游的横向扩散，并决定气膜对孔下游壁面的覆盖效果[2]。肾形涡将高温燃气卷向壁面并削弱了冷气的横向扩散，对气膜冷却产生了不利影响。为了减弱肾形涡的影响，增强气膜孔冷却效果，从 20 世纪 90 年代开始，国外的 Field[3]、Kohli[4]、Moore[5]、Liu[6]、Kim[7]、Kusterer[8]、Lee[9]，国内的李广超[10]、于飞龙[11]、林泽钦[12]、张德恒[13]等学者对新型气膜孔形状进行了大量的实验和数值研究。Bunker[14-17]、Bogard[18]以及 Han[19]等人对新型气膜孔的研究进行了系统总结，新型气膜孔的设计思路都是保留了进口的圆柱孔，而将出口形状扩张，以削弱气膜孔内分离泡低速流动区以及气膜射流的肾形涡强度。受限于叶片气膜孔加工技术，长期以来工业应用中的气膜孔多为圆柱形，当前只有扇形气膜孔等少数异形孔在实际燃气轮机透平叶片中得到应用[20]。

台阶气膜孔由内、外两段圆柱孔组成，外孔直径大于内孔。该结构最早见于美国通用电气公司专利[21]，后有学者在燃烧室冷却中研究了台阶气膜孔的冷却效果[22]。相对于出口复杂的扇形孔、后倾扇形孔等异形孔，台阶气膜孔加工简单，且能够提升简单圆柱气膜孔的冷却性能。但目前为止，公开文献中关于台阶气膜孔冷却特性的相关研究较少。

本文针对台阶气膜孔，在平板气膜冷却模型中对不同吹风比下的冷却特性进行了研究，并与圆柱气膜孔冷却特性进行了对比，分析了台阶气膜孔结构参数对冷却效果的影响，最后在动叶前缘冷却中，比较了台阶气膜孔和圆柱气膜孔对动叶叶身和叶顶的冷却效果。

1 研究方法

1.1 研究对象

本文首先在平板模型上进行台阶气膜孔冷却特性研究，台阶气膜孔和圆柱气膜孔的结构参数定义见图 1。圆柱气膜孔的直径 D 为 10、15 mm，长度直径比 L/D=6，气膜孔的射流角 α=30°。台阶气膜孔的进口小直径段孔直径 D_1=10 mm，长度直径比 L/D=6（$L=L_1+L_2$，L_1 和 L_2 分别为台阶孔进口小直径段和出口大直径段的孔长度）。研究中台阶气膜孔直径比 R_D 为 D_2/D_1（D_2 为台阶孔出口大直径段的孔直径）变化范围为 1.2~2.0，圆柱段长度比例系数 $R_L=L_1/(L_1+L_2)$ 变化范围为 0.3~0.7。

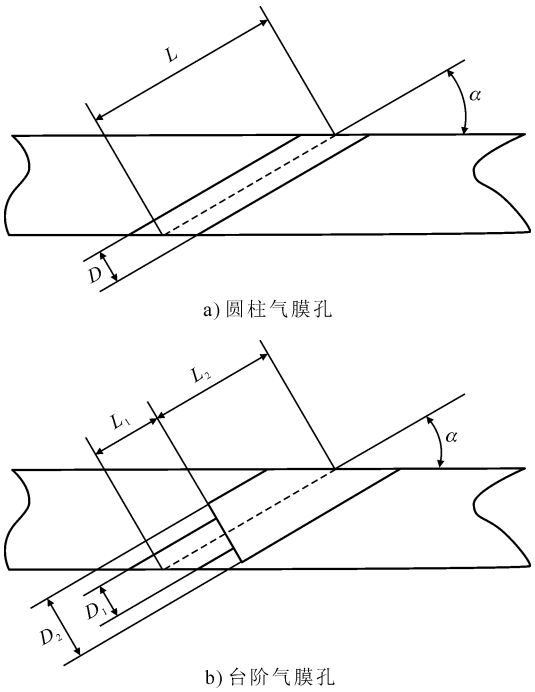


图 1 气膜孔结构参数

Fig.1 Structural parameters of film cooling holes

以某型燃气轮机透平动叶前缘气膜冷却结构为研究对象，对比分析了台阶气膜孔和圆柱气膜孔的

冷却效果。图 2 为动叶计算域模型及前缘气膜孔结构。冷气经根部进口进入进气腔，再由冲击孔流入前缘冲击腔，最后经前缘 3 排气膜孔汇入主流。主流从进口进入计算域，然后和冷气掺混后从出口流出。动叶叶高 200 mm，弦长 130 mm，台阶气膜孔直径 D_1=0.9 mm，D_2=1.6 mm，圆柱气膜孔 D 为 0.9、1.6 mm。

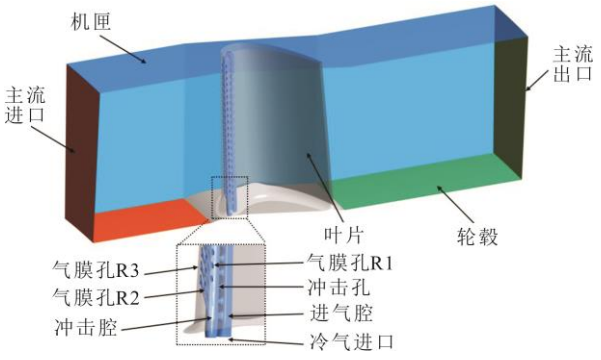


图 2 动叶计算域模型及前缘气膜孔结构
Fig.2 Computation model of the rotor blade and leading edge film cooling holes

1.2 边界条件

本文平板气膜冷却模型数值计算采用文献[23]中的实验进出口条件，具体设置情况参考文献[24]。动叶前缘气膜孔冷却数值计算中主流进口给定总压、总温和进口气流角沿叶高的分布曲线，主流进口平均总压约为 1.37 MPa，主流进口平均总温约为 1 650 K，主流出口给定静压 0.55 MPa。冷气进口给定质量流量和进口总温，冷气流量约为主流流量的 1.2%，进口总温为 658 K。叶片表面、轮毂面和机匣面均为光滑、绝热壁面，叶片转速为 3 000 r/min。主流工质为高温燃气，冷气工质为理想空气。

1.3 数值方法

本文采用 ANSYS CFX 软件进行台阶气膜孔冷却特性数值分析，其中平板气膜孔模型数值计算方法见文献[24]。动叶前缘气膜冷却分析中采用雷诺时均（RANS）方法，湍流模型选用 SST k–ω+γ–θ 模型，其对高温冷却叶片的数值预测性能已经在文献[25]中得到验证。采用 ANSYS Meshing 软件对计算域模型进行非结构化网格剖分。在叶片表面，冷气进气腔、前缘冲击腔和气膜孔壁面均添加了边界层，壁面第 1 层网格高度满足湍流模型对壁面 Y+的要求。网格单元总数约为 640 万。

1.4 变量定义

平板气膜冷却模型吹风比、绝热冷却有效度、换热系数定义分别见式(1)—式(3)。

吹风比 R_B 定义为：

$$R_B=\frac{\rho_c V_c}{\rho_\infty V_\infty} \tag{1}$$

式中：ρ_c 和 V_c 为分别为冷气进口密度和速度；ρ_∞和 V_∞分别为主流进口密度和速度。

绝热气膜冷却有效度 η_1 定义为：

$$\eta_1=\frac{T_\infty-T_{aw}}{T_\infty-T_c} \tag{2}$$

式中：T_∞为主流进口温度；T_c 为冷气进口温度；T_{aw} 为绝热壁面温度。

换热系数 h 定义为：

$$h=\frac{q}{T_w-T_{aw}} \tag{3}$$

式中：T_w 和 q 分别为非绝热条件下的壁面温度和热流量；T_{aw} 为绝热壁面温度。

动叶前缘气膜冷却壁面绝热气膜冷却有效度 η_2 定义见式(4)：

$$\eta_2=\frac{T_r-T_{aw}}{T_r-T_c} \tag{4}$$

式中：T_r 为主流恢复温度，其定义见式(5)；T_c 为冷气进口温度；T_{aw} 为绝热壁面温度。

$$T_r=T_{s,in}\left(1+r\left(\left(\frac{p_{t,in}}{p}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}-1\right)\right) \tag{5}$$

式中：$T_{s,in}$ 为主流进口静温；r 为与流体物性普朗特数 Pr 有关的特征参数；$p_{t,in}$ 为主流进口总压；p 为静压；κ 为气体绝热指数。

2 结果与讨论

2.1 平板模型台阶孔气膜冷却特性

2.1.1 吹风比影响

本文首先在平板模型上研究了台阶气膜孔绝热冷却有效度随吹风比的变化特性，并与圆柱气膜孔进行了对比分析。图 3 给出了台阶气膜孔 Step（D_1=10 mm，D_2=15 mm，R_L=0.5）和圆柱气膜孔 CY1（D=10 mm）、CY2（D=15 mm）下游面积平均气膜冷却有效度 η_{1S} 随吹风比的变化。从图 3 中可以看出，台阶气膜孔和圆柱气膜孔的 η_{1S} 均随吹风比的增加而减小，在吹风比为 0.5 时 η_{1S} 最高，吹风比为 2.5 时 η_{1S} 最低。在吹风比为 0.5 时，圆柱孔 CY2 的冷却有效度略高于台阶气膜孔，两者都高于圆柱孔 CY1。在其他吹风比条件下，台阶气膜孔的冷却

有效度最高，圆柱孔 CY1 最低。圆柱孔 CY2 的冷却效果在吹风比大于 2 时与圆柱孔 CY1 非常接近。在吹风比为 1.0 和 1.5 时，台阶气膜孔相对于圆柱气膜孔 CY1 的冷却效果提升幅度超过了 100%。

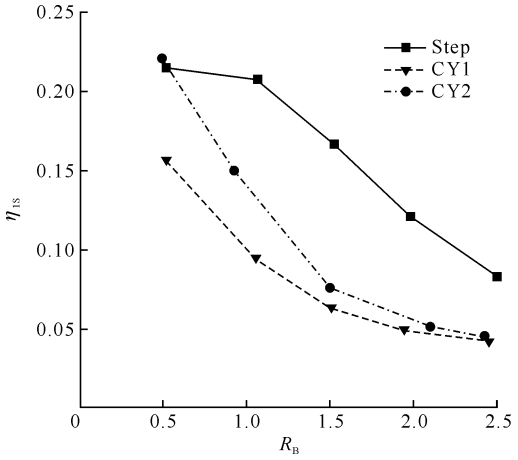


图 3 气膜孔面积平均气膜冷却有效度 η_{1S} 随吹风比的变化
Fig.3 Variations of the area-averaged film cooling effectiveness η_{1S} with blowing ratios

图 4 展示了台阶气膜孔和圆柱气膜孔 CY1 在吹风比分别为 0.5、1.5 和 2.5 条件下，气膜孔下游冷却有效度的分布（图中 X、Z 分别为孔出口下游壁面沿流向和垂直于流向的坐标位置）。从图 4 中可以看出，在不同吹风比下，台阶气膜孔的冷却有效度均高于圆柱孔 CY1。由于台阶气膜孔出口直径较大，冷气在出口处覆盖的宽度要高于圆柱孔，有利于冷气出流在气膜孔下游的横向扩散。同时，由于出口直径的增加，台阶气膜孔的出口冷气流速降低，冷气出流更易贴附壁面。圆柱孔 CY1 的冷却效果随吹风比的升高显著降低，在吹风比为 1.5 时，冷气仅覆盖气膜孔中心线附近狭窄的区域；在吹风比为 2.5 时，气膜孔下游的冷却效果非常微弱。对于台阶气膜孔，其在吹风比为 1.5 时的冷却效果和圆柱孔 CY1 在吹风比为 0.5 时的效果相当。即使在吹风比为 2.5 时，台阶气膜孔下游仍存在显著的冷气覆盖，孔附近局部区域冷却有效度甚至达到 0.8 左右。

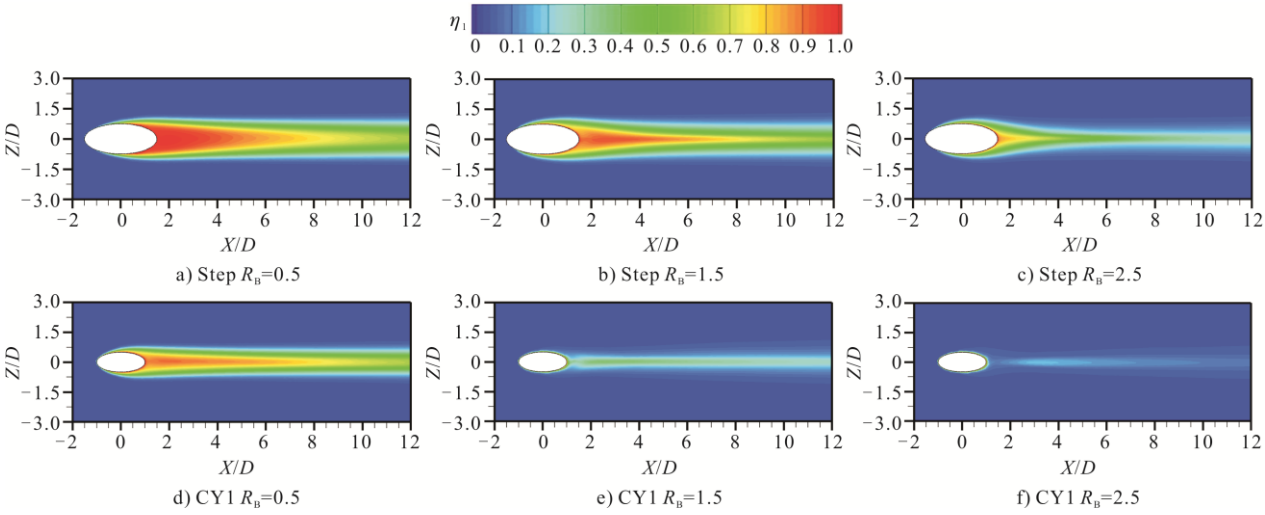


图 4 气膜孔气膜冷却有效度 η_1 分布
Fig.4 Distributions of the film cooling effectiveness η_1

图 5 给出了 3 种吹风比工况下台阶气膜孔和圆柱气膜孔 CY1 换热系数分布情况。在吹风比为 0.5 时，圆柱孔在气膜孔附近以及下游靠近中心线的下侧位置均形成了高换热区域，而台阶气膜孔则在气膜孔下游 $-1<Z/D<1$ 的对称范围内形成了低换热区，整体上台阶气膜孔的换热系数低于圆柱孔 CY1。其原因可能为台阶气膜孔出口直径增加，冷气流速降低，冷气出流的反对称涡系卷吸高温气流的作用减弱，导致主流与壁面换热强度降低。在吹风比为 1.5 条件下，台阶气膜孔和圆柱孔的换热系数均对称分布，在靠近中心线处两者均形成了低换热区，而在中心线两侧的冷气覆盖区域存在对称分布的高换热区，台阶气膜孔在孔附近局部区域换热系数较高，超过了圆柱孔 CY1。在远离冷气覆盖的区域内（$Z/D<-1.5$，$Z/D>1.5$），台阶气膜孔的换热系数小于圆柱孔 CY1。对于吹风比为 2.5 的情况，在冷气覆盖区域，台阶气膜孔的换热强度与圆柱孔 CY1 相当，在无冷气覆盖区域台阶气膜孔换热更低，且台阶气膜孔的高换热区域面积小于圆柱孔 CY1。结合图 4 气膜冷却有效度分布可以看出，整体上台阶气膜孔在提升冷却效果的同时，并没有提高壁面换热系数，因此可以有效降低壁面换热量。

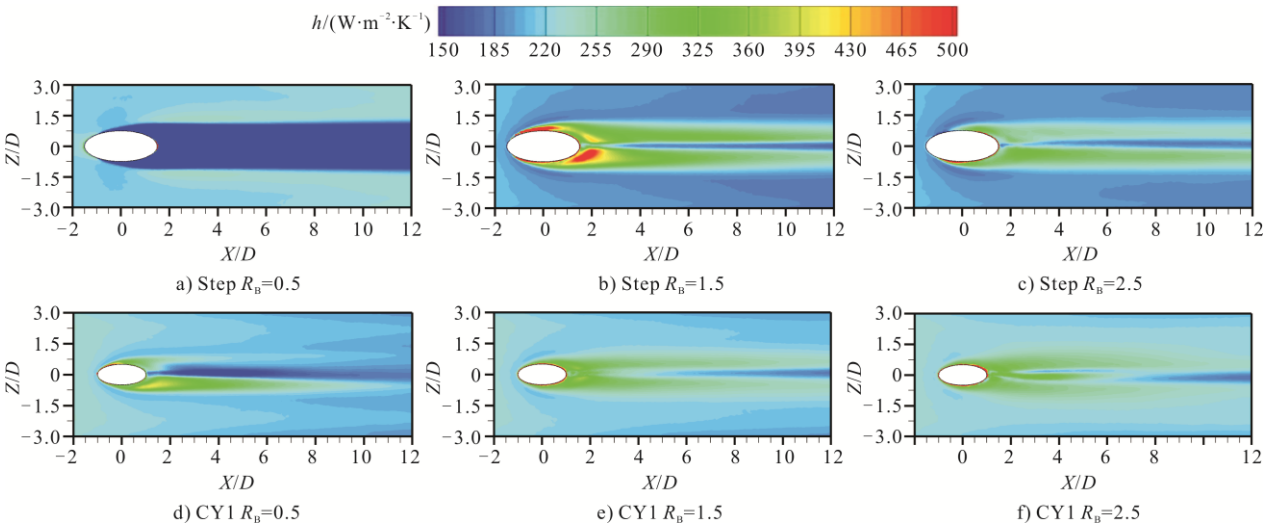


图 5 气膜孔换热系数 h 分布

Fig.5 Distributions of the heat transfer coefficients h

2.1.2 结构参数影响

图 6 给出了在吹风比为 0.5 条件下，台阶气膜孔冷却效果受气膜孔圆柱段长度比例系数 R_L 的影响。从图 6 中可以看出，气膜孔 η_{1S} 随 R_L 的增大先降低后升高。在 R_L=0.7 时气膜孔的 η_{1S} 最高，在 R_L=0.5 时气膜孔的 η_{1S} 最低。总体而言，台阶气膜孔受 R_L 的影响较小，最大差异小于 4%。

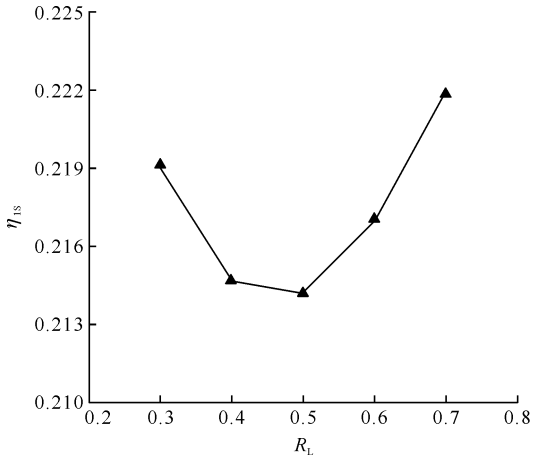


图 6 气膜孔面积平均气膜冷却有效度 η_{1S} 随圆柱段长度比例系数 R_L 的变化（R_B=0.5，R_D=1.5）

Fig.6 Variations of the area-averaged film cooling effectiveness η_{1S} with the length proportionality coefficient R_L of cylindrical segment (R_B=0.5, R_D=1.5)

图 7 为吹风比 R_B=0.5 条件下台阶气膜孔冷却效果随孔直径比 R_D 的变化情况，图中 R_D=1 的情况即为圆柱孔 CY1 在 R_B=0.5 时的冷却效果。从图 7 可以看出，气膜孔 η_{1S} 随 R_D 的增大不断升高，但增长速度不断减缓。R_D=2 时，气膜孔 η_{1S} 相对于 R_D=1.8 时的 η_{1S} 略有降低。与图 6 相比，气膜孔受直径比 R_D 变化的影响较大，最大差异达到 45%。结合图 6 与图 7 给出的台阶气膜孔冷却效果受结构参数的影响结果，在台阶气膜孔设计中圆柱段长度比例系数 R_L 应处于 0.7 左右，直径比 R_D 应处于 1.6 以上。

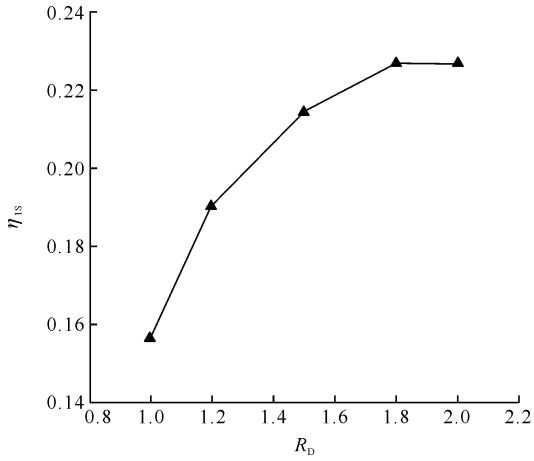


图 7 气膜孔面积平均气膜冷却有效度 η_{1S} 随直径比 R_D 的变化（R_B=0.5，R_L=0.5）

Fig.7 Variations of the area-averaged film cooling effectiveness η_{1S} with the diameter ratio R_D (R_B=0.5, R_L=0.5)

2.2 动叶前缘台阶孔气膜冷却特性

针对动叶前缘气膜冷却孔分别计算了台阶气膜孔 Step（D_1=0.9 mm，D_2=1.6 mm）和圆柱气膜孔 CY1（D=0.9 mm）、圆柱气膜孔 CY2（D=1.6 mm）3 种设计方案下的气膜冷却特性，计算结果见表 1。由表 1 可知，3 种前缘冷却方案中台阶气膜孔相对于圆柱孔 CY1 方案在叶身和叶顶处的冷却效果提升分别为 17.5%和 17.0%。圆柱孔 CY2 在叶顶和叶

身处的冷却有效度最高。台阶气膜孔冷却方案的叶身和叶顶的壁面最高温度最低，相对于圆柱孔 CY1 分别降低了 24.7、14.1 K。与台阶气膜孔相比，圆柱孔 CY2 方案中叶身和叶顶平均冷效更高，但是叶身和叶顶的最高温度也更高，表明圆柱孔 CY2 方案叶身和叶顶存在局部冷气无法覆盖的高温区。3 种冷却方案相比，圆柱孔 CY2 的气膜孔体积相对于圆柱孔 CY1 增加了超过 100%，台阶气膜孔的体积相对于圆柱孔 CY1 增加了 38.2%。气膜孔体积的增加可能对叶片结构强度设计产生不利影响。

表 1 动叶前缘气膜冷却性能
Tab.1 Cooling performance of the rotor blade leading edge film

	动叶前缘面积平均冷却有效度 η_{2S}		最高温度 T_{max}/K		孔体积/mm^3
	叶身	叶顶	叶身	叶顶	
台阶孔 Step	0.264 7	0.296 5	1 496.7	1 480.7	977
圆柱孔 CY1	0.225 3	0.253 4	1 521.4	1 494.8	707
圆柱孔 CY2	0.294 4	0.310 8	1 512.9	1 489.4	1 627

2.2.1 叶身冷却

图 8 为动叶前缘冷却气流在叶身处的冷却有效度分布。从图 8 中可以看出，3 种前缘冷却方案在叶片压力面形成了不同的冷却效果。台阶气膜孔方案中，冷气在气膜孔附近的冷却效果较为明显，但在中叶展以上区域冷气覆盖未达到中弦区，而中叶展以下区域冷气沿流向的覆盖下游位置相对更远。在中叶展以上区域，相邻气膜孔之间存在冷气无法覆盖的区域 *A*。圆柱孔 CY1 仅在压力面气膜孔附近及中叶展以下区域产生了明显的冷却作用，中叶展以上区域基本无冷却效果。圆柱孔 CY2 在叶片压力面中弦区前形成了较好的冷却作用，在靠近叶顶的中弦区下游更远位置也存在冷气覆盖。但是圆柱孔 CY2 在气膜孔附近区域也存在低冷效区 *A*，且在靠近尾缘位置存在局部的冷却效果较差的区域 *C*，局部区域的冷却效果低于台阶气膜孔。由于气膜孔的出口复合角方向偏向叶顶，3 种冷却方案冷却气流在叶根区域 B 的冷却效果均较差。

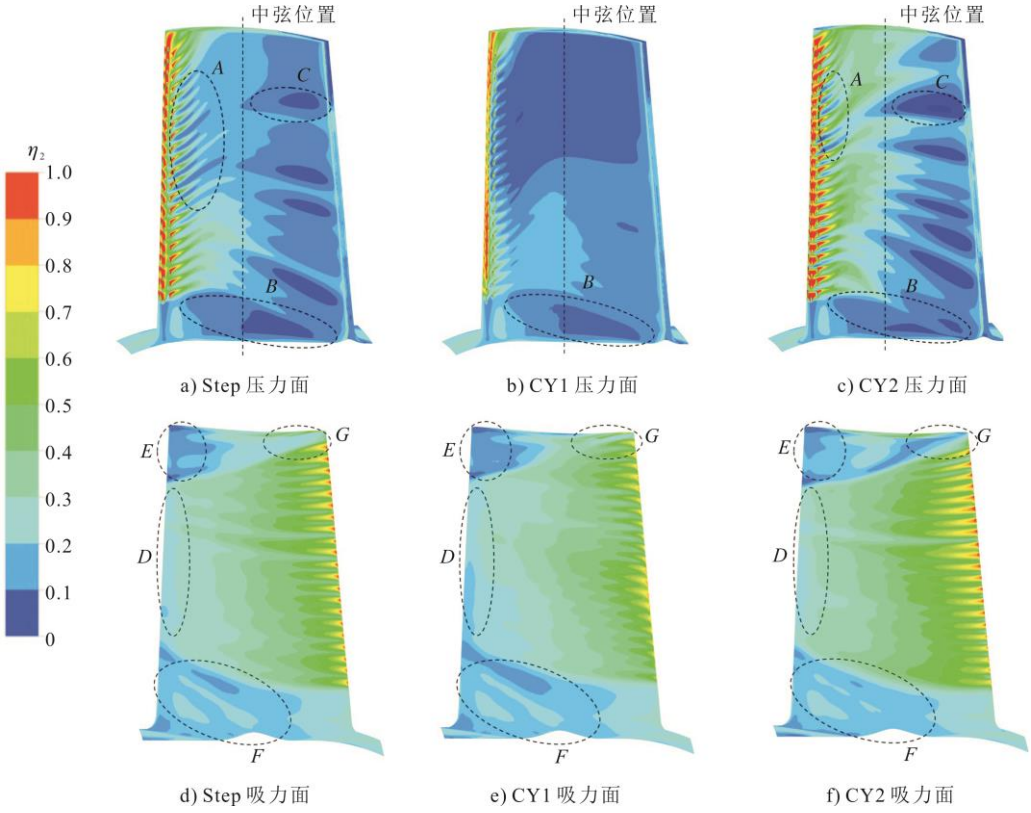


图 8 动叶叶身压力面和吸力面气膜冷却有效度 η_2 分布
Fig.8 Distributions of the film cooling effectiveness η_2 on pressure and suction surfaces of the rotor blade

对于吸力面，3 种冷却方案的冷气出流分布较为接近。整体上，吸力面冷却效果优于压力面，冷气出流对大部分叶片表面形成了较好的冷却效果。在靠近尾缘区域 *D*，靠近叶顶区域 *E* 和叶根区域 *F* 存在低换热区。在区域 *D*，圆柱孔 CY2 的冷却效果最好，冷气在下游的覆盖位置更远，台阶气膜孔其次，圆柱孔 CY1 最差。在叶顶区域靠近叶顶肩部位置 *G*，圆柱孔 CY1 的冷却效果更好，台阶气膜孔次之，圆柱孔 CY2 的冷却效果最差。

为进一步考察动叶前缘冷气出流的分布情况，图 9 给出了叶身冷气流线分布。由图 9 可知，3 种前缘气膜冷却方案的冷气流线分布较为相似。在压力面，冷气出流在通道涡的作用下向叶根和叶顶区域聚集。在叶顶位置，部分冷气通过叶顶间隙进入相邻叶片流道；在叶根位置，部分冷气通过通道涡作用在靠近尾缘叶根位置也形成了冷却效果（图 8 压力面区域 *B*）。对于圆柱孔 CY2，其气膜孔孔径较大，气膜冷气出流流速较低，冷气出流更容易受通道涡的影响，因此在叶根和叶顶位置的冷却效果更好。但受通道涡影响，圆柱孔 CY2 在压力面靠近尾缘位置存在局部的无冷气分布区域，因此形成图 8 中圆柱孔 CY2 压力面低冷效区域 *C*。而圆柱孔 CY1 和台阶气膜孔的冷气出流速度较高，在压力面较大，气膜冷气出流流速较低，冷气出流更容易受通道涡的影响，因此在叶根和叶顶位置的冷却效果更好，在压力面靠近尾缘的位置冷气分布比较均匀。

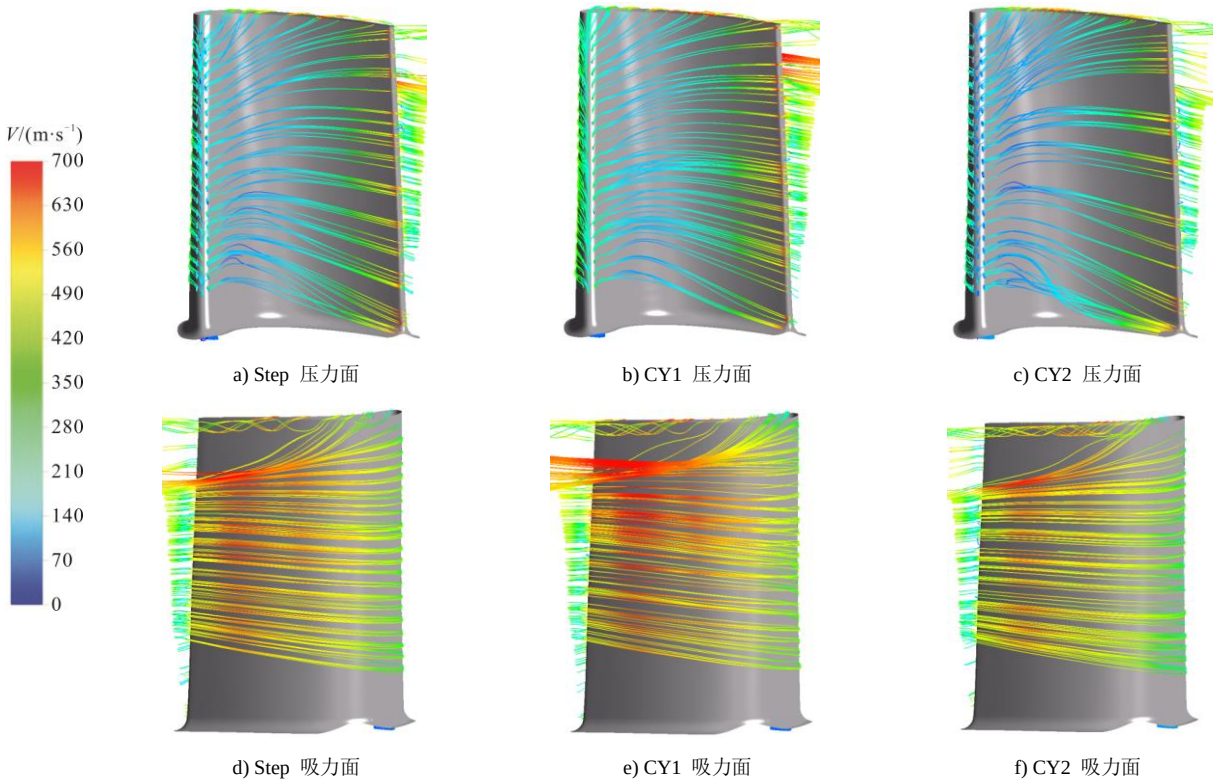


图 9 动叶压力面和吸力面冷气流线分布

Fig.9 Distributions of the film coolant streamlines on pressure and suction surfaces of the rotor blade

在吸力面，冷气出流在通道涡作用下，冷气出流向中叶展区域聚集，在叶片根部和叶顶靠近尾缘处无冷气覆盖，因此形成了图 8 中吸力面的低冷效区域 *E* 和区域 *F*。在吸力面靠近叶顶区域，主要依靠压力面泄漏到吸力面的冷气支流来进行冷却。圆柱孔 CY2 方案中，在叶顶肩部位置存在无冷气覆盖区域（图 8 吸力面区域 *G*）。与压力面相反，在吸力面冷气出流在主流通道涡作用下更易贴附叶片壁面，因此整体上吸力面的冷却效果更好。

2.2.2 叶顶冷却

图 10 为 3 种不同冷却方案在动叶叶顶的冷却有效度分布。从图 10 中可以看出，由于气膜孔的出口复合角方向偏向叶顶，前缘冷却气流在叶顶产生了明显冷却作用。台阶气膜孔和圆柱孔 CY1 在吸力面中弦区前以及压力面前约 1/3 位置的范围内都形成了冷气覆盖，在吸力面肩部区域 *D*，以及压力面

中部区域 *B* 冷却效果较差。圆柱孔 CY1 在前缘附近的高冷却区域 *A* 内的冷却有效度高于台阶气膜孔，但是其在叶顶壁面整体冷气覆盖范围较小。圆柱孔 CY2 在前缘附近区域 *A* 和区域 *D* 的冷却效果都较差，但在压力面区域 *B* 的冷气覆盖范围要高于台阶气膜孔。3 种气膜孔冷却方案在叶顶靠近尾缘区域 *C* 的冷却效果均较差。

图 11 给出了叶顶附近冷气流线以及叶顶 3 个截面内的无量纲温度 θ 分布，θ 的定义与绝热气膜冷却有效度 η_2 相同，截面 1—截面 3 距前缘的轴向位置分别为 0.25 C_{ax}、0.50 C_{ax}、0.75 C_{ax}。从图 11 可以看出，圆柱孔 CY1 和台阶气膜孔在前缘附近区域 *A* 都有冷气分布，而圆柱孔 CY2 在叶顶靠近前缘位置无冷气覆盖，因此形成了图 10 中的低冷却区域 *A*。由于圆柱孔 CY1 的叶顶冷气主要集中在靠近前缘位置，因此在叶片压力面靠近中间位置处的冷气覆盖较差。在截面 1 和截面 2 内，3 种方案的无量纲温度的分布较为接近，但是在截面 3 内，圆柱孔 CY2 的高无量纲温度分布范围更大，说明冷气与叶顶间隙气流的掺混更加强烈，横向扩散的范围更大。

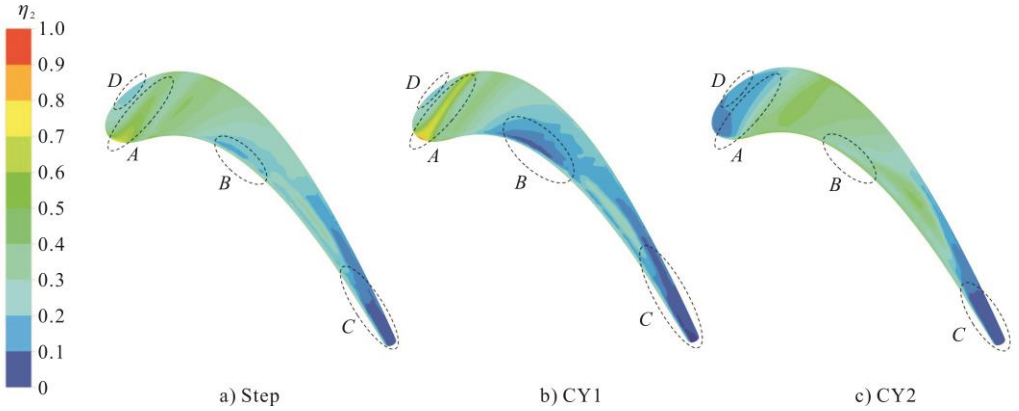


图 10 动叶叶顶气膜冷却有效度 η_2 分布

Fig.10 Distributions of the film cooling effectiveness η_2 on rotor blade tip

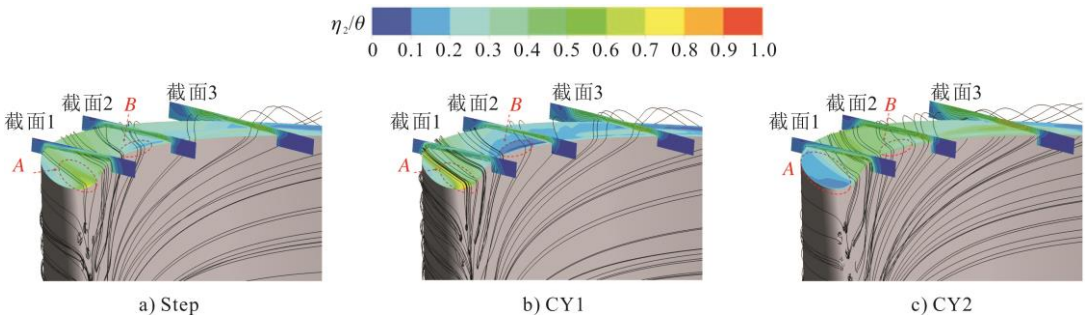


图 11 动叶叶顶冷气流线分布

Fig.11 Distributions of the film coolant streamlines on rotor blade tip

3 结　论

1）平板气膜冷却模型中，台阶气膜孔的冷却效果优于圆柱孔 CY1（直径与台阶气膜孔内孔孔径相同），在吹风比为 1.0 和吹风比为 1.5 工况下，台阶气膜孔面积平均气膜冷却有效度相对于圆柱孔 CY1 提升幅度达到 100%以上。台阶气膜孔的气膜冷却壁面换热系数小于圆柱孔 CY1，说明台阶气膜孔相对于圆柱气膜孔可以进一步降低壁面换热量。台阶气膜孔冷却效果随着孔长度比例系数 R_L 的增加先降低后升高，随孔直径比 R_D 的增加不断升高。

2）动叶前缘冷却中，台阶气膜孔的叶身冷却效果优于圆柱孔 CY1（直径与台阶气膜孔内孔孔径相同）。相对于圆柱孔 CY1，台阶气膜孔在叶身和叶顶处的冷却效果提升幅度分别为 17.5%、17.0%，同时叶身和叶顶壁面最高温度分别降低了 24.7、14.1 K。

［参 考 文 献］

［1］ Goldstein R J. Film cooling[J]. Advances in Heat Transfer, 1971, 7: 321.

［2］ Fric T F, Roshko A. Vortical structure in the wake of a transverse jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1994, 279(1): 1.

［3］ Field R E, Phillips J S. Film cooling slot with metered

flow: DE19863683742[P/OL]. 1985-03-27. https://data.epo.org/publication-server/rest/v1.0/publication-dates/19920129/patents/EP0227578NWB1/document.html.
[4] Kohli A, Bogard D G. Improving film cooling performance using airfoil contouring[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: GT2006-90852.
[5] Moore R P, Deptowicz D L. High coverage shaped diffuser film hole for thin walls: US19930137866[P/OL]. 1995-01-17. https://www.freepatentsonline.com/5382133.pdf.
[6] Liu J S, Malak M F, Tapia L A, et al. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea, and Air. GT2010-22774.
[7] Kim S M, Lee K D, Kim K Y. A comparative analysis of various shaped film-cooling holes[J]. Heat and Mass Transfer, 2012, 48(11): 1929.
[8] Kusterer K, Elyas A, Bohn D, et al. The Nekomimi cooling technology: cooling holes with ears for high-efficient film cooling[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2011: GT2011-45524.
[9] Lee K D, Kim K Y. Performance evaluation of a novel film-cooling hole[J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(10): 101702.
[10] 李广超, 陈钰恺, 张魏, 等. 宽口扇形孔射流气膜冷却效率研究[J]. 热力发电, 2016, 45(4): 60.
Li G C, Chen Y K, Zhang W, et al. Investigation on film cooling effectiveness of fanned hole with broad outlet[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(4): 60.
[11] 于飞龙, 肖俊峰, 高松, 等. 猫耳气膜孔冷却性能数值模拟[J]. 热力发电, 2018, 47(9): 48.
Yu F L, Xiao J F, Gao S, et al. Numerical study on cooling performance of Nekomimi film holes[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(9): 48.
[12] 林泽钦, 温涛, 王宇清. 双叉排气膜孔交互作用对气膜冷却效率影响[J]. 热力发电, 2024, 53(2): 78.
Lin Z Q, Wen T, Wang Y Q. Effect of double rows of film cooling holes interaction on film cooling efficiency[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(2): 78.
[13] 张德恒, 贺业光, 杨天华, 等. 圆角凹坑气膜孔的气膜冷却流动特性研究[J]. 热力发电, 2024, 53(5): 101.
Zhang D H, He Y G, Yang T H, et al. Study on film cooling flow characteristics of film holes in rounded corner crater[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(5): 101.
[14] Bunker R S. Turbine heat transfer and cooling: an overview[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: GT2013-94174.
[15] Bunker R S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4): 441.
[16] Bunker R S. Gas turbine film cooling[J]. Heat Transfer Research, 2010, 41(6): 627.
[17] Bunker R S. Evolution of turbine cooling[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: GT2017-63205.
[18] Bogard D G, Thole K A. Gas turbine film cooling[J]. AIAA Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 249.
[19] Han J C. Fundamental gas turbine heat transfer[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2013, 5(2): 21007.
[20] Colban W F. A detailed study of fan-shaped film-cooling for a nozzle guide vane for an industrial gas turbine[D]. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2005: 128.
[21] Fehrenbach J A, Starkweather J H, Beverley M. Shaped cooling hole for an airfoil: US20000576287[P/OL]. 2002-04-09. https://www.freepatentsonline.com/6368060.pdf.
[22] 赵旭洋, 张勃, 吉洪湖. 多斜孔壁与阶梯多斜孔壁流动与换热特性数值比较[J]. 重庆理工大学学报, 2013, 27(1): 32.
Zhao X Y, Zhang B, Ji H H. Numerical investigation of flow and heat transfer characteristics of effusion plates with stage holes[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2013, 27(1): 32.
[23] Saumweber C, Schulz A. Effect of geometry variations on the cooling performance of fan-shaped cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 905.
[24] Liu Z S, Yang K F, Yang X, et al. Optimization of fan-shaped film cooling holes for enhancing cooling effectiveness under variable coolant inlet pressure ratio[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2020: GT2020-14989.
[25] 董平. 航空发动机气冷涡轮叶片的气热耦合数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009: 82.
Dong P. Research on conjugate heat transfer simulation of aero turbine engine air-cooled vane[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009: 82.

（责任编辑　邓玲惠）