

旋转通道入口湍流度控制方法及验证

吴学旺, 孙纪宁, 张传杰, 金 钊

(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国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对旋转通道实验, 为了获得理想的旋转通道入口湍流度, 更好地模拟实际涡轮叶片内冷通道的流动换热, 提出了一种入口湍流度控制方法, 并通过实验对该方法进行了验证和初步探索。实验中, 在边长为 $40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 的方形通道中, 放置了一层网丝直径 $d=3\text{mm}$, 网丝间距 $M_0=12\text{mm}$ 的阻尼网, 利用热线风速仪, 得到了雷诺数为 $2200 \sim 3900$ 范围内的阻尼网后下游湍流特性。研究发现: 流体通过该阻尼网后, 湍流度显著增大并沿流向逐渐衰减, 相同点湍流度随阻尼网雷诺数增大而增大, 气流在阻尼网后较短距离内就获得了 5% 的湍流度, 这与实际涡轮叶片内冷通道流动湍流度相当; 阻尼网雷诺数越小, 流动越早进入横向均匀及各向同性湍流; 通过经典公式对阻尼网后通道中心湍流度沿流向分布进行拟合, 实验数据与曲线拟合较好。

关 键 词: 旋转通道; 入口湍流度; 热线风速仪; 阻尼网; 流动换热

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Control method of inlet turbulent intensity in rotating channel and validation

WU Xue-wang, SUN Ji-ning, ZHANG Chuan-jie, JIN Zhao

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: In the experiments of rotating channels, in order to acquire an ideal inlet turbulent intensity in rotating channel and better simulate the flow and heat transfer in a inner-cooling channel of turbine, a control method of inlet turbulent intensity was proposed and implemented by experiment in current work. In a square channel of $40\text{mm} \times 40\text{mm}$, a hot wire anemometry is used to measure the turbulent characteristics downstream of a grid which has a diameter of 3mm and mesh size of 12mm . The grid Reynolds numbers range from 2200 to 3900 . It is shown that the turbulent intensity of flow after the grid increases significantly and then decreases along downstream direction. Its value on the same position increases as the grid Reynolds number increases. In a short length, the flow after the grid reaches a turbulent intensity of 5% which is equal to the value in a real turbine inner-cooling channel. Besides, it is revealed that the flow will be more likely to become homogeneous and isotropic at a lower grid Reynolds number. A classic formula was used to fit the data of turbulent intensity in central channel after grid along downstream direction. The experiment data fit well with the curves.

Key words: rotating channels; inlet turbulent intensity; hot wire anemometry; grid; flow and heat transfer

符号表

d	阻尼网丝直径	Re_{M_u}	阻尼网雷诺数
M_u	阻尼网丝间距	Re	通道雷诺数
x	沿流向坐标	D	方形通道边长
y	以通道中心为原点的横向坐标	U	通道平均速度(m/s)
Q_0	热线对流换热热量	u	流向速度的脉动值
T_w	热线温度	u_0	通道中心的流向速度脉动值
T_a	流体温度	ν	流体运动黏度
T_0	来流温度	I	流向湍流度
V_w	热丝电压	T	流向脉动速度方均根的相对偏差
V	热线系统测量电压	$S(u)$	各向异性判断参数
R_w	热丝电阻	x_0	虚拟起点
v	流体速度		

航空发动机处于高速旋转状态,要获得高效的冷却系统,需要开展旋转通道实验的流动换热研究.例如,刘传凯等^[1]研究了旋转状态下光滑及带肋U形通道的换热特性;Han^[2]研究了不同截面几何尺寸、带肋、凹坑、不同转角的旋转通道流动换热特性.

对已有国内外针对于涡轮叶片内冷通道研究的旋转通道实验台的考察发现,大部分旋转通道实验由于主要着眼基础研究,对实验段入口前的气流主要进行整流处理,使进入实验段流动趋于均匀,但其并未考虑获得模拟实际涡轮叶片内冷通道工作下的入口湍流分布,因而不能完全模拟实际涡轮叶片内冷通道的湍流流动.需要指出的是,航空燃气轮机冷却系统中的流动换热过程普遍处于湍流状态,而湍流会导致动量交换加剧,从而影响换热,因此入口湍流度的分布对于最终的换热效果影响不可忽略.

因而从工程的角度出发,为了更准确地模拟实际涡轮叶片内冷通道的对流换热,应设法在实验通道入口产生与实际通道入口相一致的湍流分布.从工程的角度分析,一种想法就是产生符合实际情况的通道入口湍流度,以此来近似模拟实际情况下的入口湍流分布.

从这一思路出发,要获得理想的通道入口湍流度,常见的处理方法有加入收缩扩张通道等.它们的特点是在实验测量段前需要较长的整流段来获取所需要的入口湍流度.但由于造价高、技术难度大,一般旋转实验台的旋转半径受到限制,进而使得整流段长度不能太长.这一矛盾极大地限制了上述方法在旋转通道实验中的应用.

因此,要在旋转通道实验中获得理想的通道

入口湍流度,该方法必须满足以下条件:①结构简单,并能在较短的长度内获得理想的通道入口湍流度;②获得的通道入口湍流度在定量上是大致可控的.

阻尼网恰恰就是这样一种可以激发湍流的简单结构.在适当的网丝直径、网丝间距等条件下,通道中流体流过阻尼网后,湍流度会显著增大.国外许多学者对于阻尼网后的激发湍流衰减规律进行了探索,通过实验研究了低速风洞中,不同结构参数及流动参数下,阻尼网后湍流流动特性^[3-9].结果表明流体流过阻尼网后湍流度增大到10%左右,然后沿流向衰减,并满足一定衰减规律.

从已有的研究来看,阻尼网对于获得理想的通道入口湍流度在理论上是可行的.但同时要注意到,已有的实验数据大部分是集中在大尺寸的低速风洞中的阻尼网后流动,没有关注小尺寸的通道流动中的应用.对于能否在涡轮叶片内冷通道的旋转通道实验研究中应用并获得理想的通道入口湍流度,仍然值得探索.

因此综合上述分析,在旋转通道实验中,针对旋转实验台通道尺寸的限制,为了在较短的长度内获得近似实际情况下涡轮叶片内冷通道的入口湍流流动,从而更准确地模拟其流动换热,本文提出一种通道入口湍流度控制方法,期望通过阻尼网的引入在沿流向较短的位置获得实验段研究所需要的入口湍流度.

基于这样的想法,本文在边长为40 mm×40 mm的方形通道中,选取了 $d=3$ mm粗网丝直径的阻尼网,通过恒温式热线风速仪研究了静止状态下阻尼网后下游的湍流特性.

1 测试技术与实验装置

1.1 测试技术

热线风速仪是基于流体对加热体的冷却效应

的流体速度测量仪器. 本文实验采用的是 Dantec 公司的恒温式热线风速仪(CTA). 其系统组成如图 1 所示. 热线经过 Dantec 公司的全自动风洞进行标定.

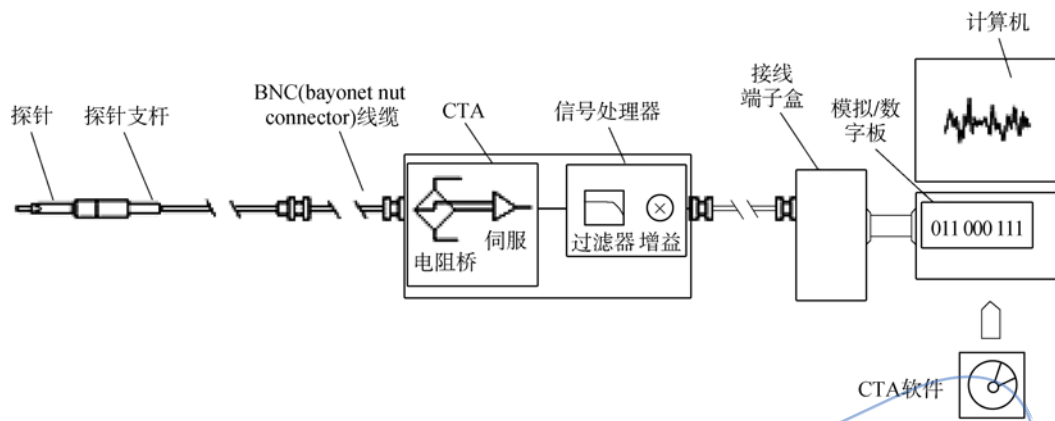


图 1 热线风速仪系统

Fig. 1 Hot wire anemometry system

热线测量原理基于著名的 King 定理^[10]

$$Q_b = (a + b\sqrt{v})(T_w - T_a) \quad (1)$$

其中 a 和 b 可以近似为常数.

平衡时, 对流换热与热线发热平衡(忽略辐射换热等)

$$V_w^2/R_w = (a + b\sqrt{v})(T_w - T_a) \quad (2)$$

因此速度与电压存在一一对应关系.

1.2 实验装置

实验装置是边长为 $40\text{ mm} \times 40\text{ mm}$ 的方形通道, 方形通道长为 400 mm , 如图 2 所示, 其中在阻尼网后沿流向 $1D \sim 5D$ 的距离内均分布了 5 个测点, 热线放置在测点处, 并与通道轴线方向垂直用来测量流向速度. 其中阻尼网的结构如图 3 所示, 网丝直径 $d=3\text{ mm}$, 网丝间距 $M_u=12\text{ mm}$ 的圆柱形铁丝网, 固定在图 2 所示的位置. 实验用气体由高压气源经过过滤和稳压而来, 其质量流量由热式质量流量计实时采集, 并藉由数控程序控制气动阀来实时调节, 如图 4 所示. 气体通过一段

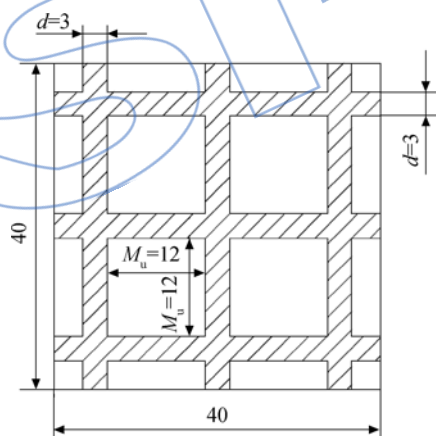


图 3 阻尼网结构示意图(单位:mm)

Fig. 3 Sketch of grid structure (unit:mm)

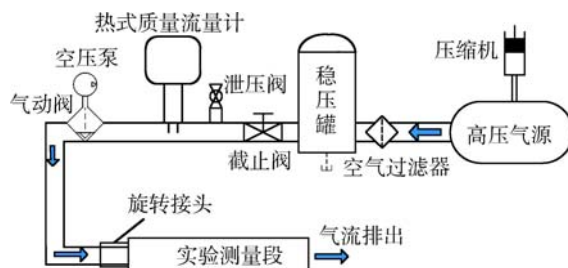


图 4 实验气路示意图

Fig. 4 Sketch of gas circuit

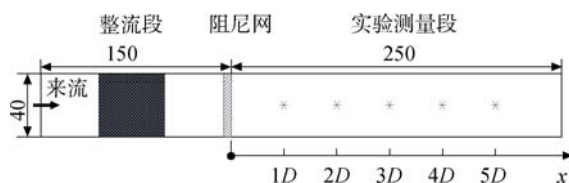


图 2 实验通道示意图(单位:mm)

Fig. 2 Sketch of experimental channel (unit:mm)

长约 80 mm 的整流段, 整流后的流体湍流度约为 1% . 然后流过实验研究的阻尼网, 在阻尼网后通过测点处的热线测量该点的速度场, 得到阻尼网后流动湍流特性.

实验测量了不同质量流量下的阻尼网后湍流特性,相关参数如表 1 所示。

表 1 实验工况及结构参数

Table 1 Experimental conditions and structural parameters

d/mm	M_u/mm	σ	Re_{M_u}	Re	D/mm
3	12	0.4	2 200	6 300	40
3	12	0.4	2 900	8 200	40
3	12	0.4	3 300	9 400	40
3	12	0.4	3 900	11 000	40

表 1 中 σ 为阻尼网铁丝面积所占横截面面积比例(grid solidity)。

$$Re_{M_u} = U \cdot M_u / \nu \quad (3)$$

阻尼网雷诺数是以网丝间距为特征尺度的雷诺数。

$$Re = U \cdot D / \nu \quad (4)$$

通道雷诺数 Re 是以通道边长为特征尺度的雷诺数。

上述定义中, U 通过质量流量换算得到。

实验中设置的过热比为 0.8, 采样频率为 30 kHz, 采样时间为 25 s, 采样数为 750 000, 将采得的电压信号在计算机中转化为速度并进行处理和分析, 即可得到湍流分布。

2 实验结果与讨论

2.1 热线探头校准

每次实验测量前进行热线探头校准, 将热线探头放置于校准风洞中射流核心区, 在 $U=1\sim 20$ m/s 范围进行校准, 选取 15 个速度点校准, 气体来流温度 $T_0=290\sim 310$ K, 过热比设置为 0.8, 将测得的电压数据 (E) 经过温度修正后, 得到校准曲线, 如图 5 所示。

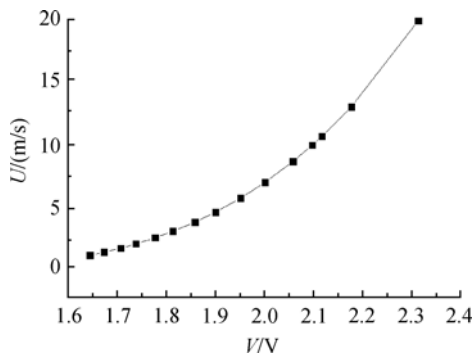


图 5 热线探头校准曲线

Fig. 5 Calibration curve of hot wire probe

该校准风洞与其他标准风洞进行过验证实验, 所得速度校准曲线误差在 2% 以内, 因此该校准风洞所得校准曲线结果可信。

2.2 阻尼网下游湍流分布

针对不同来流速度, 即不同阻尼网雷诺数, 在阻尼网下游沿流向 5 个测点绝对距离分别是 1D, 2D, 3D, 4D, 5D 处 (下文以无量纲流向距离表示其位置) 测量了流向湍流度分布, 图 6 为阻尼网后不同位置通道中心流向湍流度分布, 其中流向湍流度的定义如下:

$$I = \frac{\sqrt{u^2}}{U} \quad (5)$$

由图 6 可见, 在阻尼网后, 湍流度显著增大到 14% 以上, 之后沿流向逐渐衰减, 说明该阻尼网确实可以激发湍流。同时, 对于每一个测点, 随着阻尼网雷诺数的增大, 湍流度呈增大趋势。实际涡轮叶片内冷通道湍流度大致在 5% 左右, 由图可知在 $x/M_u=10$ 处可以达到, 该处距阻尼网的绝对长度是 120 mm。

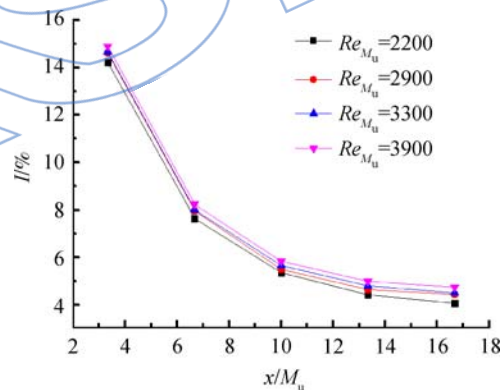


图 6 阻尼网后通道中心流向湍流度分布

Fig. 6 Distribution of longitudinal turbulent intensity after grid in center of channel

阻尼网后的流体湍流流动可以分为 3 个区域^[11]: 区域 1 为靠近阻尼网的发展区, 该区尾迹流显著, 流动不均匀, 各向异性, 同时有湍动能的生成; 区域 2 为中间区, 该区的流动近似均匀, 各向同性, 同时存在显著的不同波数之间的能量交换; 区域 3 为尾区, 即最后的区域, 该区域衰减由黏性直接作用于大的含能尺度。

图 7(a)~图 7(e) 为在沿流向 $x/M_u=3.33, 6.67, 10, 13.33, 16.67$ 共 5 个位置中间平面沿横向不同点的流向湍流度分布, 其中 y 以通道中心为原点。

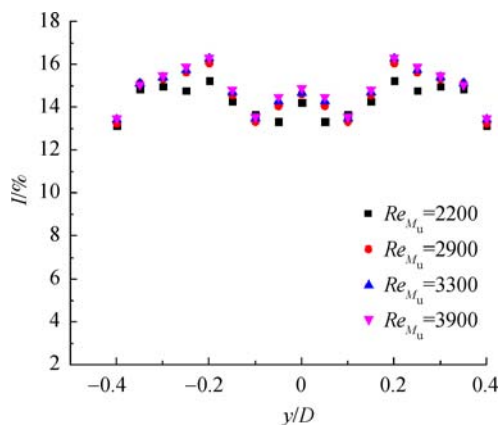
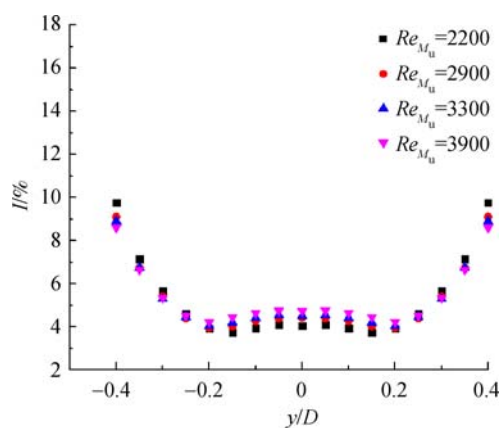
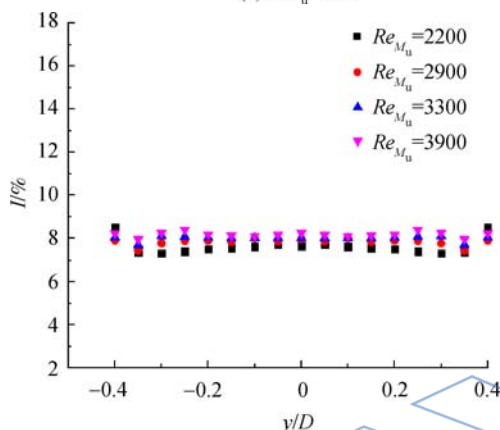
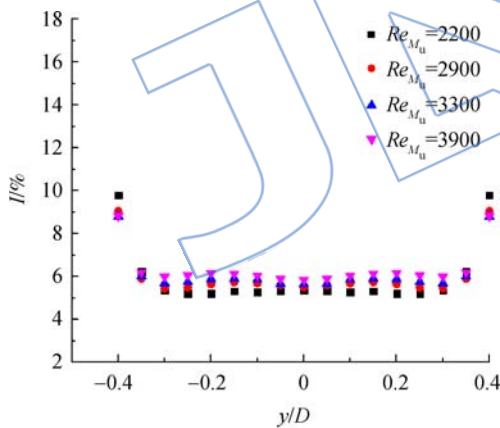
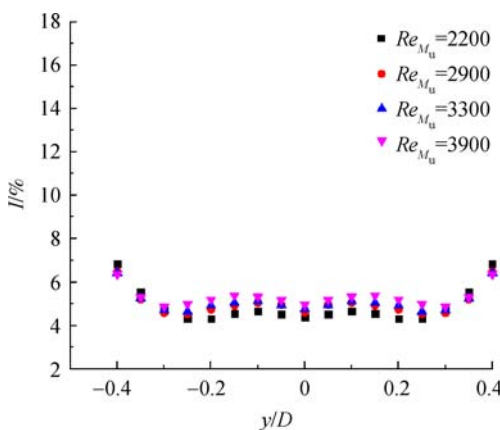
(a) $x/M_u=3.33$ (e) $x/M_u=16.67$ (b) $x/M_u=6.67$ (c) $x/M_u=10$ (d) $x/M_u=13.33$

图7 流向不同位置处流向湍流度的横向分布图

Fig. 7 Transverse distribution of longitudinal turbulent intensity in different downstream positions

从图7中可以看到,在 $x/M_u=3.33$ 的位置,沿横向流向湍流度在 $13\% \sim 16\%$ 之间,同时主流湍流度分布混乱,不同的 Re_{M_u} 分布规律一致,说明该区域位于阻尼网后湍流流动区域1即发展区,该区流动不均匀,各向异性,同时尾迹流显著;当流动到达 $x/M_u=6.67$ 时开始一直到 $x/M_u=16.67$,主流湍流度分布趋于均匀,说明流动正逐渐向均匀流动发展,即逐渐进入阻尼网后湍流流动区域2.另外还注意到,从 $x/M_u=6.67$ 开始得到的湍流度分布,靠近壁面附近流向湍流度相比于主流较大,即存在一个拐点,同时随着流向无量纲距离的增大,该拐点向中心移动。

2.3 阻尼网后湍流衰减公式的拟合

根据文献[12-15],阻尼网后湍流度的衰减规律近似满足如下公式:

$$\overline{u^2}/U^2 = A(x/M_u - x_0/M_u)^{-n} \quad (6)$$

其中 A 和 n 为待定常数.该式揭示了湍流度沿流向无量纲距离的衰减规律,具有重要的工程参考意义,但是不同的学者通过实验数据得到的常数 A 和 n 均有一定差距。

针对经典的阻尼网后湍流度衰减规律(式(6)),利用本文的通道中心流向湍流度实验数据进行拟合,在本文的数据拟合中,针对不同的阻尼网雷诺数数据分别进行拟合,以探究其规律。

以 $x_0/M_u=0$ 即阻尼网所在位置为虚拟起点,由于第1测点沿横向湍流度分布很混乱,该点位于阻尼网后湍流发展区,根据以往文献,该区域湍流度分布规律混乱,不满足一般的衰减公式,因

此不作为拟合公式数据点,故选取第2测点~第4测点进行拟合。

图8为 $Re_{M_u}=2200$ 对应实验数据拟合的曲线以及相对偏差图,其中

$$I^2 = \overline{u^2}/U^2 \quad (7)$$

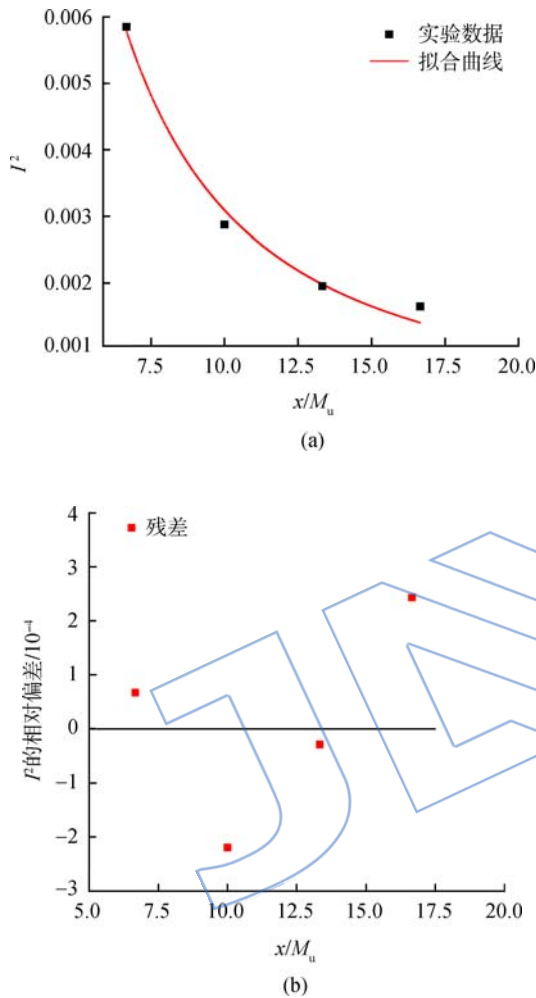


图8 式(6)实验数据拟合曲线及相对偏差

Fig. 8 Fitting curve of experiment data and relative deviation in form of equation (6)

实验数据通过式(6)拟合结果见表2。由图8和表2可知,该实验数据与式(6)拟合得较好,说明该实验数据满足典型的阻尼网后湍流度衰减规律。 n 变化范围在1.39~1.55之间, A 变化范围在0.0939~0.1085之间。虽然 n 和 A 的变化范围较小,但应该注意到,随着 Re_{M_u} 的增大, n 呈现递减趋势,同时 A 呈现递减趋势,由于本实验的 Re_{M_u} 变化范围有限,因此该趋势变化幅度不明显,但从现有的数据中依然可以看出该变化趋势。

表2 实验数据通过式(6)拟合结果

Table 2 Results of experiment data fitted by equation (6)

d/mm	M_u/mm	σ	Re_{M_u}	n	$A/10^4$
3	12	0.4	2200	1.55	1085
3	12	0.4	2900	1.50	1081
3	12	0.4	3300	1.44	961
3	12	0.4	3900	1.39	939

2.4 阻尼网下游湍流流动均匀性与各向同性分析

2.4.1 均匀性

如图9所示为通道沿横向无量纲距离的流向脉动速度方均根的相对偏差 T , y 以通道中心线为零点,其中

$$T = (\sqrt{\overline{u^2}} - \sqrt{\overline{u_0^2}}) / \sqrt{\overline{u_0^2}} \quad (8)$$

以此值来表示湍流流动的横向均匀性,该值分布的偏差越小说明流动越均匀^[11]。图9中1,2,3表示流向距离 $x/M_u=10$ 处不同阻尼网雷诺数下沿横向的 T 值分布,4表示 $x/M_u=13.33$ 处沿横向的 T 值分布。图中星号表示阻尼网丝沿横向放置位置。

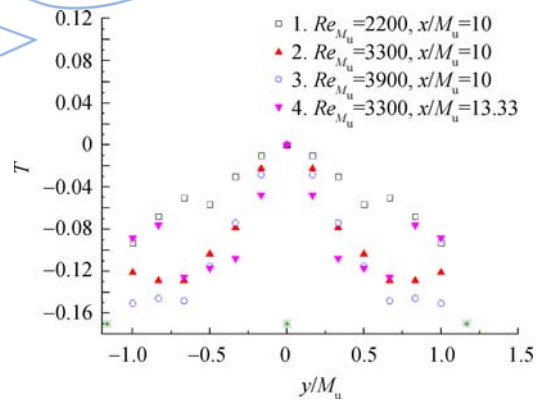


图9 T 的横向无量纲距离分布

Fig. 9 Distribution of T along dimensionless transverse direction

首先,观察2和4数据点,在相同的 $Re_{M_u}=3300$ 时, $x/M_u=13.33$ 处的 T 值分布与 $x/M_u=10$ 处的 T 值分布相比,尽管在通道中心 T 值前者绝对值略大于后者,但总体来看 $x/M_u=13.33$ 处的 T 值分布偏差小于 $x/M_u=10$ 处的 T 值分布偏差,说明沿流向湍流流动趋于均匀。

其次,观察1,2,3数据点,即 $x/M_u=10$ 处,不同 Re_{M_u} 对应的沿横向 T 值的分布。图中可以明显地看到, $Re_{M_u}=2200$ 时对应的 T 值的最大偏

差为9%, $Re_{M_u}=3300$ 时对应的 T 值的最大偏差为13%, $Re_{M_u}=3900$ 时对应的 T 值的最大偏差是15%, 同时很明显地看出, 随着 Re_{M_u} 的增大, T 值的分布曲线变得更陡, 说明偏差增大. 因而由以上现象可以得出结论, 随着 Re_{M_u} 的减小, 流动更加均匀, 因而阻尼网后湍流流动可以更早进入横向均匀流动. 这与国外学者在风洞中得到的结论一致.

2.4.2 各向同性

$$S(u) = \overline{u^3} / \overline{u^2}^{\frac{3}{2}} \quad (8)$$

对于各项同性流动 $S(u)$ 的值为零, 因此可以通过 $S(u)$ 的值分布来判断沿流向各向同性程度^[11]. 图10所示为不同 Re_{M_u} 下沿流向无量纲距离的 $S(u)$ 分布.

如图10所示, 对于不同的 Re_{M_u} , $S(u)$ 基本沿流向呈递减趋势; 同时对于相同的 x/M_u , 随着 Re_{M_u} 的增大, $S(u)$ 增大, 说明 Re_{M_u} 越大需要达到各向同性的距离更长. 观察 Re_{M_u} 分别为2200, 2900, 3300对应的第5测点 $S(u) > 0.08$, 说明该流动还没有达到近似各向同性湍流, 因此还需要更长的距离使得该工况下阻尼网后湍流流动以达到各向同性湍流.

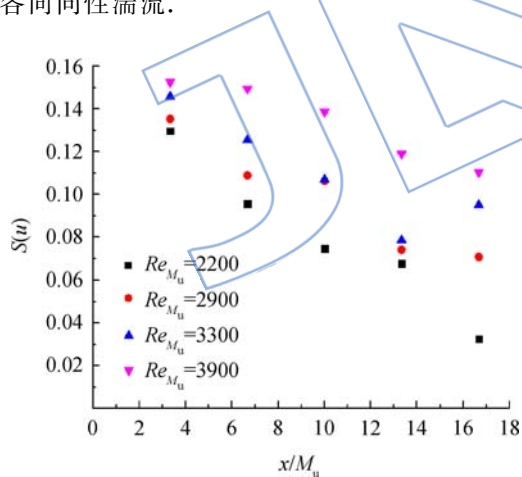


图10 $S(u)$ 沿流向无量纲距离分布

Fig. 10 Distribution of $S(u)$ along dimensionless downstream direction

3 结 论

1) 本文实验中, 在来流湍流度为1%的情况下, 阻尼网后的湍流度显著增大到14%, 然后沿流向逐渐衰减, 同时不同的 Re_{M_u} 下阻尼网后湍流度呈现出相似的衰减规律, 说明该阻尼网结构确实能在其后快速激发高湍流度的具有一定衰减规律的湍流流动.

2) 实际涡轮叶片内冷通道的湍流度大致为5%, 大致在该阻尼网后绝对距离为120 mm, $x/M_u=10$ 的位置通道流动的中心处流向湍流度达到了5%, 说明该阻尼网结构在较短的距离内获得了理想的湍流度.

3) 利用式(6)对通道流向湍流度进行拟合, 实验数据与曲线拟合得较好. 随着 Re_{M_u} 的减小, 阻尼网后湍流流动更早进入横向均匀湍流, 同时更早进入各向同性湍流; 反之亦然. 这些结论与已有的关于风洞中的阻尼网后湍流流动研究结论一致, 说明大尺寸通道的阻尼网后湍流特性研究成果可以应用于小通道的研究.

以上结论验证了通过阻尼网在较短距离内获得理想通道入口湍流度的可行性, 该方法可以应用于旋转实验台中. 因此可以期待在获得了足够多的实验数据后, 可以建立起更加充足可信的阻尼网后湍流度分布规律, 通过设置①满足几何参数要求的阻尼网, ②距离所研究实验段入口的合适距离, 可以获得实际研究所需要的通道入口湍流度, 为工程研究提供参考.

参考文献:

- [1] 刘传凯, 陶智, 丁水汀, 等. 旋转光滑及带肋 U 形通道的局部换热特性[J]. 航空学报, 2006, 27(5): 751-755.
LIU Chuankai, TAO Zhi, DING Shuiting, et al. Local heat transfer in a rotating smooth and finned U-shaped channels [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(5): 751-755. (in Chinese)
- [2] Han J C. Turbine blade cooling studies at Texas A&M University: 1980-2004 [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2006, 20(2): 161-187.
- [3] Comte-Bellot G, Corrsin S. The use of a contraction to improve the isotropy of grid-generated turbulence[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1966, 25(4): 657-682.
- [4] Van Atta C W, Chen W Y. Measurements of spectral energy transfer in grid turbulence[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1969, 38(4): 743-768.
- [5] Sreenivasan K R, Tavoularis S, Corrsin S. Temperature fluctuation and scales in grid-generated turbulence [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1980, 100(3): 587-621.
- [6] Sirivat A, Warhaft Z. The effect of a passive cross-stream temperature gradient on the evolution of temperature variance and heat flux in grid turbulence[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1983, 128: 323-346.
- [7] Kang H S, Chester S, Meneveau C. Decaying turbulence in an active-grid-generated flow and comparisons with large-eddy simulation[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2003, 480: 129-160.
- [8] Laws E M, Livesey J L. Flow through screens[J]. Annual

- Review of Fluid Mechanics, 2003, 10: 247-266.
- [9] Hurst D, Vassilicos J C. Scalings and decay of fractal-generated turbulence[J]. Physics of Fluids, 2007, 19: 035103. 1-035103. 7.
- [10] King L V. On the convection of heat from small cylinders in a stream of fluid; determination of the convection constants of small platinum wires, with applications to hot-wire anemometry[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1914, 90: 563-570.
- [11] Mohamed M S, Larue J C. The decay power law in grid-generated turbulence [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1990, 219: 195-214.
- [12] Kármán T, Howarth L. On the statistical theory of isotropic turbulence[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1938, 164: 192-215.
- [13] Kolmogorov A N. Dissipation of energy in the locally isotropic turbulence[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1941, 31: 538-540. (in Russian)
- [14] Saffman P G. The large-scale structure of homogeneous turbulence[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1967, 27 (3): 581-593.
- [15] George W K. The decay of homogeneous turbulence[M]. New York: Hemisphere, 1988.

JAS