

DOI:10.16356/j.1005-2615.2022.04.010

非对称凹腔横向阵列压电风扇强化冷却特性研究

张冬冬¹, 谭晓茗², 张靖周², 鹿世化¹, 李鑫郡^{1,3}

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 南京 210042; 2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016;
3. 南京航空航天大学航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘要: 基于压电风扇振动拟合函数, 利用动网格技术针对多压电风扇系统冷却非对称凹腔结构的三维非定常流动和换热特性开展数值研究, 重点阐释了凹腔相对曲率 K_r 和多风扇振动相位差 φ 的影响。研究表明: 凹腔表面时均对流换热系数的非对称分布特征是由于展向相邻风扇相互作用和弦向表面不对称耦合作用引起的; 特别是当 K_r 值降低至 2 时, 非对称凹腔表面时均对流换热系数的非对称分布特征将完全消失, 此时振动包络内的传热系数几乎是 $K_r=6$ 时的两倍; 多风扇系统同相振动时 ($\varphi=0^\circ$, 即相邻风扇起振相位相同) 所激励的脱落涡尺度明显强于反相振动情况 ($\varphi=180^\circ$, 即相邻风扇起振相位相差 180°), 使得同一凹腔内同相振动 ($\varphi=0^\circ$) 时包络区内的换热能力明显优于反相振动 ($\varphi=180^\circ$), 此外由于同相振动 ($\varphi=0^\circ$) 产生的间隙涡也增加了邻近风扇间隙内的换热能力。

关键词: 多压电风扇; 非对称凹腔; 对流换热系数; 数值模拟; 实验验证

中图分类号: TH42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-2615(2022)04-0635-09

Enhanced Cooling Characteristics of Asymmetrical Concave Transverse Array Piezoelectric Fan

ZHANG Dongdong¹, TAN Xiaoming², ZHANG Jingzhou², LU Shihua¹, LI Xinjun^{1,3}

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China; 3. Key Laboratory of Aerospace Power System, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A numerical investigation of the 3D unsteady flow and heat transfer performance induced by multi-piezoelectric fans on cooling asymmetrical concave surfaces is performed using dynamic meshing scheme according to its vibration fitting function. The effects of the relative curvature (K_r) and vibration phase difference (φ) on heat removal performance are described. The results show that the asymmetrical nature of the time-averaged convective heat transfer coefficient distributions is mainly due to a combination of the interaction of neighboring fans in the spanwise direction and the asymmetry of the surfaces in the chordwise direction. In particular, when K_r is decreased to 2, the asymmetry of distribution almost entirely disappears, and the heat transfer coefficient in the vibration envelopes is almost twice that of $K_r=6$. Since the characteristic scale of the shedding vortex excited by multi-fan vibrating in-phase ($\varphi=0^\circ$, the phase difference between adjacent fans is 0°) is larger than that of out-of-phase ($\varphi=180^\circ$, the phase difference between adjacent fans is 180°), that the heat transfer capacity in vibration envelope under in-phase ($\varphi=0^\circ$) is significantly better than that under out-of-phase ($\varphi=180^\circ$). In addition, the gap vortices generated by the in-phase vibration ($\varphi=0^\circ$) also increase the heat transfer capacity in the adjacent fan gap.

收稿日期: 2021-09-01; **修订日期:** 2022-02-14

通信作者: 李鑫郡, 男, 讲师, E-mail: lixinjun@njnu.edu.cn。

引用格式: 张冬冬, 谭晓茗, 张靖周, 等. 非对称凹腔横向阵列压电风扇强化冷却特性研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2022, 54(4): 635-643. ZHANG Dongdong, TAN Xiaoming, ZHANG Jingzhou, et al. Enhanced cooling characteristics of asymmetrical concave transverse array piezoelectric fan[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2022, 54(4): 635-643.

Key words: multi piezoelectric fan; asymmetrical concave surface; convective heat transfer coefficient; numerical simulation; experiment validation

压电风扇作为一种新型的强化换热装置,一般主要由压电材料和柔性叶片组成^[1]。由于压电材料本身所固有的逆压电效应,当对其施加交流电压时,电能能够持续高效地转化为机械能。在交流电压作用下,压电材料以与该输入电信号相同的频率交替膨胀与收缩,并驱动附着其上的柔性叶片同频振荡。随着柔性叶片的振荡,将在自由端产生伪射流并导致较高局部对流传热能力^[2]。此外,由于具有结构简单、可靠性高、功耗低和噪声小等突出优点,压电风扇作为一种潜在的强化换热器件在电子冷却应用^[3-4]、可再生能源^[5]以及能量收集^[6]等方面均得到了广泛的研究。

早期研究者主要致力于揭示压电风扇激励的流动特性。大量研究表明,压电风扇激励的局部流动具有涡旋特征,且最大射流速度与振动参数(振动频率、振幅和振型)^[7-8]、几何参数^[9-10]以及运行环境^[11-13]相关。特别是Ebrahimi等^[14]成功捕捉到了从压电风扇后缘和侧缘位置形成的瞬态3D涡旋结构,及其向下游脱落和射流形成过程。基于此,许多研究者则将压电风扇潜在的冲击强化换热性能作为研究重点^[15-17]。例如,Kimber等^[15]量化了单一参数(包括频率、振幅和几何形状)的影响及其对局部传热性能的相对影响。结果表明,受热平面上局部传热系数的分布将从扇尖到表面间隙较小的叶状转变为中间间隙处的近圆形,然后在较大间隙处进一步变为椭圆形。此外,存在特定间隙使得传热效率最佳。Liu等^[16]研究了压电风扇排布方式对传热影响,发现垂直和水平布置的换热系数数量级相同,但水平热源布置显著优于垂直情况。此外,Zhou等^[17]采用粒子图像测速技术和感温涂料技术研究证实压电风扇在小间隙和高雷诺数下同样具有强化换热的能力。

然而,随着研究的深入,仅依靠单风扇强化平面的散热方式已达上限,难以通过参数优化使其效率进一步提升^[18]。因此,为了进一步探索提升使用压电风扇散热的可能性,单个压电风扇结合被动散热策略(各类扩展表面,如散热器、圆柱形受热面和异形表面)^[19-20]、耦合多压电风扇^[21]和耦合多风扇与被动策略相结合的方式开始引起人们的关注^[22-25]。Ma等^[22]以及Li和Wu^[23]分别研究了由双压电风扇冷却的板翅式和针翅式散热器的传热。在他们的实验中,双压电风扇垂直安装在散热器的正上方,阐述了压电风扇的相位差、配置和高度以及散热器尺寸对散热器热性能的影响。此外,Su-

fian和Abdullah^[24]设计了一种更紧凑的组合结构,通过将多个振动梁嵌入到翅片阵列中来增强翅片阵列传热并减少冷却器体积。Abdullah等^[25]通过使用实验设计(Design of experiment, DOE)方法,对3个压电风扇的叶尖间隙和定向角的优化进行了研究,以最大限度地提高翅片散热器的散热性能。

从上述讨论看出,尽管目前国内外学者针对压电风扇换热特性开展了大量研究,但应用对象主要集中在具有对称外形的热源,针对非对称热源的研究还非常缺乏,特别是针对非对称凹腔这类经常出现在涡轮叶片、电子设备散热等场景中的冷却结构目前基本没有涉及^[26-27]。因此,本文主要针对利用多压电风扇系统冷却非对称凹腔问题,开展非稳态数值研究,重点关注振动相位、相对曲率等因素对腔内流动换热特性的影响。相关研究成果对于指导非对称凹腔型结构冷却系统设计具有一定的参考意义。

1 计算模型与数据处理方法

1.1 计算模型

本文所使用的特定压电风扇如图1(a)所示,主要包括压电陶瓷片和不锈钢膜片两部分。其中压电陶瓷片尺寸为 $18\text{ mm} \times 8\text{ mm} \times 1\text{ mm}$,不锈钢膜片尺寸为 $28\text{ mm} \times 8\text{ mm} \times 1\text{ mm}$,一阶共振频率为 67.3 Hz 。图1(b)所示为压电风扇简化计算模型,其长度 L_{PF} 为 46 mm ,宽度 W_{PF} 为 8 mm 。叶尖振幅 A_{P} 设为 4 mm ,叶尖沿振动方向最大位移 A_{PP} 为 8 mm 。

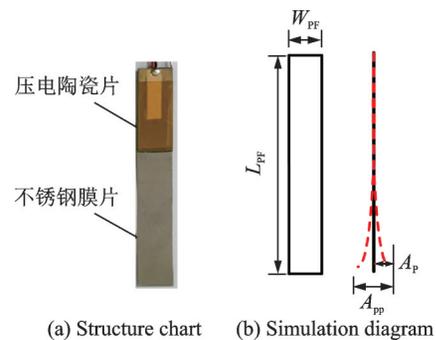


图1 压电风扇结构示意图

Fig.1 Schematic of the piezoelectric fan

为了研究多风扇系统对非对称凹腔的冷却换热性能,本文构建了如图2(a)所示的三维计算模型。该模型由一个类似于涡轮叶片前缘的非对称凹腔和垂直排列在其顶部的多压电风扇系统组成。模型长度与高度分别为 120 mm 和 48 mm ,宽度则随着凹腔曲率而变化。多压电风

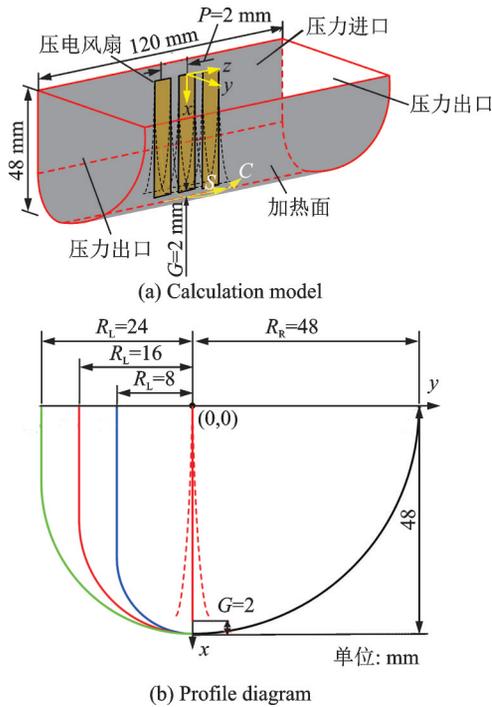


图 2 计算模型

Fig.2 Basic geometry of computational domain

扇系统沿展向垂直安装于凹腔中心线上方,并通

过固定底部边缘($x=0$)位置来限制其仅沿 y 方向振动。非对称凹面与压电风扇叶尖间隙高度 G 固定为 2 mm,多压电风扇间距 P 为 2 mm。图 2(b) 为非对称凹腔剖面结构。其中右侧半圆半径 R_R 恒为 48 mm,左侧半圆半径 R_L 分别取 8 mm、16 mm 和 24 mm,于是得到 3 种非对称凹腔结构。表 1 使用分段函数精确描述了凹腔的剖面几何形状。

为了定量描述非对称凹腔的几何特征,定义两个无量纲参数:基于压电风扇振动尺度的半圆形表面的曲率 K 以及两侧半圆形表面的相对曲率 K_r ,公式如下

$$K = \frac{D_{PF}}{R} \quad (R=R_L \text{ 或 } R_R) \quad (1)$$

$$K_r = \frac{K_L}{K_R} \quad (2)$$

$$D_{PF} = \frac{4A_P W_{PF}}{2A_P + W_{PF}} \quad (3)$$

式中: R 为圆弧的半径; D_{PF} 为压电风扇叶尖振动包络区特征长度; A_P 和 W_{PF} 为压电风扇叶尖振幅与宽度,如图 1 所示。

表 1 非对称凹面轮廓

Table 1 Profiles of asymmetrical concave surfaces

算例	R_L /mm	R_R /mm	D_{PF} /mm	K_L	K_R	K_r	剖面函数	
							左侧	右侧
1	8	48	8	1.00	0.17	6	$x = \sqrt{8^2 - y^2} + 40$ ($-8 \leq y \leq 0$)	$x = \sqrt{48^2 - y^2}$ ($0 \leq y \leq 48$)
2	16	48	8	0.50	0.17	3	$x = \sqrt{16^2 - y^2} + 32$ ($-16 \leq y \leq 0$)	$x = \sqrt{48^2 - y^2}$ ($0 \leq y \leq 48$)
3	24	48	8	0.33	0.17	2	$x = \sqrt{24^2 - y^2} + 24$ ($-24 \leq y \leq 0$)	$x = \sqrt{48^2 - y^2}$ ($0 \leq y \leq 48$)

此外,计算域的边界条件如下:压电风扇简化为无厚度绝热壁面,其振动轨迹由用户自定义函数(User defined function, UDF)依据测振结果定义;非对称凹面为无滑移边界,其恒热流密度为 $q=1600 \text{ W/m}^2$;其余边界均设为压力边界条件。

1.2 计算方法

压电风扇作为周期性运动器件,其运动轨迹可由时间-位移函数描述。依据压电风扇一阶谐振频率下振动测试结果,文中压电风扇运动轨迹方程如下

$$y(x, t) = Y(x) \sin(2\pi ft) \quad (4)$$

$$Y(x) = p_1 x^4 + p_2 x^3 + p_3 x^2 + p_4 x + p_5 \quad (5)$$

式中: x 表示叶片到固定端距离; t 表示压电风扇运行时间; $Y(x)$ 表示压电风扇某处位移峰值。式(5)

中的相关系数为: $p_1 = -1.856 \times 10^{-7}$; $p_2 = 2.347 \times 10^{-4}$; $p_3 = -7.25 \times 10^{-3}$; $p_4 = 6.281 \times 10^{-2}$; $p_5 = -5.124 \times 10^{-2}$ 。

本文中计算模型的建立基于以下假设:(1) 流动不可压缩,具有温度相关特性;(2) 重力影响忽略不计;(3) 辐射效应被忽略。因此,选择 3D 非定常雷诺平均 Navier-Stokes 方程(RANS)作为控制方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_j \quad (7)$$

式中: ρ 为流体密度; p 为流体压力; τ_{ij} 为黏性应力; g_i 为 i 方向的重力加速度。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j T) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (8)$$

式中: c_p 为空气比热容; T 为温度; k 为热导率。

此外, 湍流模型选择 SST (Shear stress transport) $k-\omega$ 两方程模型, 并选用 SIMPLEC 算法进行压力速度耦合, 其中压力、动量、湍动能耗散率和能量采用二阶迎风格式进行离散。

1.3 网格独立性验证

由于采用动态网格技术描述压电风扇振动过程时, 需要在每个计算时间步中对压电风扇叶尖处的网格进行局部重构和加密处理, 因此消除系统的网格敏感性至关重要。选择非对称凹腔中心线 ($C=0$) 处的时均局部对流传热系数作为关键参数。在一个完整的周期内, 时均对流传热系数可以使用如下表达式进行计算。

$$h_{av}(S, C) = \int_0^t \frac{1}{\Delta t} h(t, S, C) dt \quad (9)$$

式中: t 和 dt 分别为每个周期的时间和积分时间步长; h 为壁面瞬时对流换热系数, 其计算公式如下

$$h(t, S, C) = \frac{q}{T_w - T_a} \quad (10)$$

式中: q 、 T_w 和 T_a 分别为加热表面热流密度、瞬时壁面温度和瞬时凹腔内平均空气温度。

图3是以多风扇反相振动为例, 通过数值模拟得到的网格数对非对称凹腔中心线 ($C=0$) 处时均局部对流传热系数的影响情况。可以看出, 当网格数由150万增加至210万时, 其时均对流传热系数的最大差异仅在1.5%以内, 因此最终非对称凹腔模型的计算网格数选取为150万。

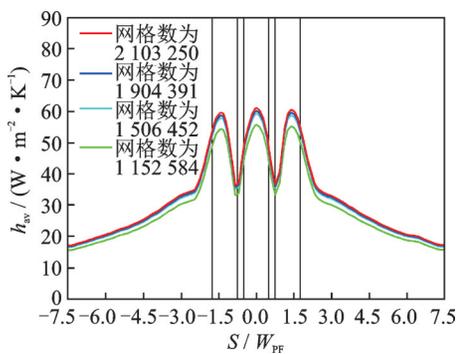


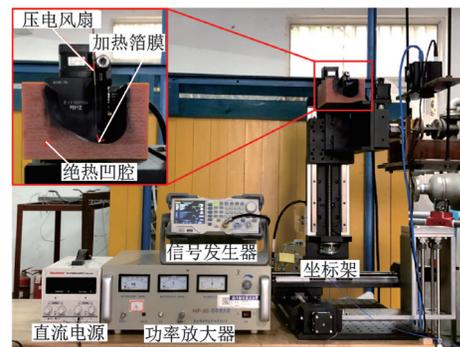
图3 网格独立性验证

Fig.3 Grid independence verification

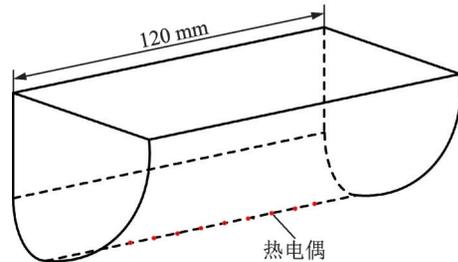
1.4 实验验证

为了评估本文数值计算结果的可靠性, 搭建如图4(a)所示的验证性实验平台。多风扇系统固定于坐标架之上, 其中叶尖到凹腔的间隙可通过坐标架进行调节。利用信号发生器和功率放大器为多风扇系统提供激励信号, 并通过输出信号的调节使

得风扇振幅为4 mm。其中, 风扇叶尖振幅的测量采用 LK-G3000 激光位移传感器。非对称凹腔的轮廓由胶木块制成, 并将厚度仅为0.05 mm的加热箔膜黏附于凹腔内壁。箔膜由直流电源提供加热热流。热流均匀性则依靠箔膜两端的条形铜片保证。如图4(b)所示, 共有9个K型热电偶用于监控箔膜下方关键位置瞬时温度信息, 同时监测腔内瞬时环境温度。K型热电偶所测得的瞬时温度信息由数据采集卡收集, 采集频率为10 Hz。其中, 由于加热箔膜非常薄, 因此每次响应时间均不超过10 s, 平均每组实验总采样时间不超过15 s。



(a) Experimental device



(b) Position of thermocouple

图4 实验装置示意图

Fig.4 Schematic diagram of experimental device

图5所示为实验值和模拟值在凹面中心线处局部对流传热系数分布的比较情况。可以看出, 模拟结果与实验结果虽然具有差异, 但整体偏差并不显著, 最大偏差仅为7.1%。这些小的偏差很可能是由于数值模型中辐射的遗漏和实验中通过胶木

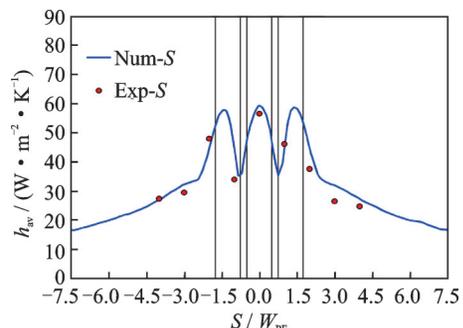


图5 沿S方向实验与数值结果对比

Fig.5 Comparison of numerical and experimental h_{av} at centerline along S-direction

块的热传导所引起。此外,实验中的环境空气温度是由单一热电偶测得,而在模拟中则使用域内的平均流体温度。

1.5 数据处理方法

压电风扇激励强化传热的原理本质上与冲击射流相似,是形成的局部扰动涡结构对热边界层的破坏,进而增强对流换热性能。因此可通过识别风扇振动周期内涡结构的演化过程,来分析三维流场的运动情况。本文采用 λ_2 判据^[28]进行涡识别,将流场速度梯度张量 J 分解为应变张量 S 和旋转张量 Ω 。

$$S = \frac{J + J^T}{2} \quad (11)$$

$$\Omega = \frac{J - J^T}{2} \quad (12)$$

该判据通过计算两者组合张量 $S^2 + \Omega^2$ 的 3 个特征值($\lambda_1 \geq \lambda_2 \geq \lambda_3$),认为压力达到截面最小的充要条件为 $\lambda_2 < 0$,其中 $\lambda_2 < 0$ 的点即属于涡核空间位置。

为了研究非对称凹面沿展向 S 和弦向 C 的平均对流换热系数分布规律,本文分别定义了沿展向和弦向的两个横向平均对流换热系数,其表达式如下

$$h_{avC} = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} h(S, C) dC}{L} \quad L = 1A_{pp} \quad (13)$$

$$h_{avS} = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} h(S, C) dS}{L} \quad L = 1W_{pf} \quad (14)$$

式中 L 为积分的宽度。沿展向和弦向 L 分别取风扇最大位移 $1A_{pp}$ 或宽度 $1W_{pf}$ 。

2 结果与分析

图 6 和图 7 分别为压电风扇同相以及反相振动时非对称凹腔表面时均对流换热系数分布情况。图中黑色虚框表示压电风扇的振动包络区,黑色实线表示压电风扇的平衡位置,红色虚线表示凹腔上相邻曲面边界。整体看来,时均对流换热系数分布的不对称性主要是由于翼展方向相邻风扇的相互作用和弦向表面不对称共同造成的。从图 6 和图 7 可以看出, K_r 与 φ 对于时均对流换热系数的分布特征具有明显的耦合作用。

对于同相振动($\varphi = 0^\circ$)风扇,如图 6(a)所示,当非对称凹腔两侧相对曲率较大时($K_r = 6$),由于侧壁对于腔内流动限制作用差异明显,因此表面时均对流换热系数呈现出明显的非对称分布特征。而且相邻风扇间隙区域内的换热能力得到显著强化,这是由于同相振动($\varphi = 0^\circ$)增强了间隙区域内的局

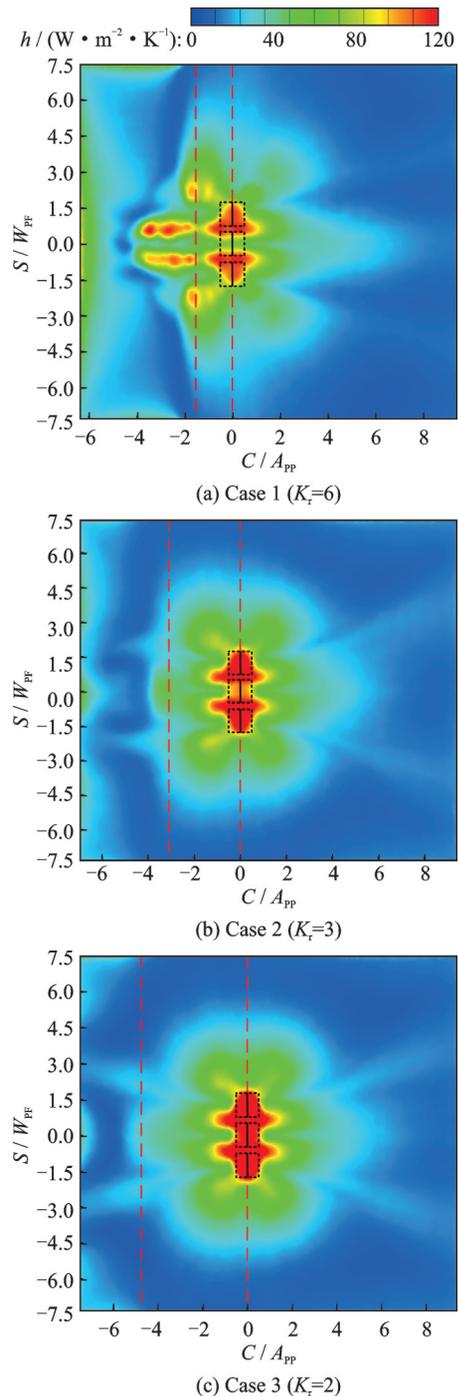


图 6 压电风扇同相振动时的时均换热系数分布 ($\varphi = 0^\circ$)
 Fig.6 Distribution of time-averaged local convective heat transfer coefficient on asymmetrical concave surfaces for vibrating in-phase ($\varphi = 0^\circ$)

部扰动所致。而当相对曲率 K_r 的值从 6 降至 2 时,如图 6(c)所示,可以看出此时时均换热系数分布的不对称性几乎完全消失,且振动包络以及相邻风扇间隙内的传热均得到显著提升。这说明相对曲率对于非对称凹腔内的扰动具有抑制作用。

图 7 给出了多风扇反相振动时($\varphi = 180^\circ$)相应的局部时均传热系数分布情况。与同相振动($\varphi = 0^\circ$)相比,反相振动的多风扇系统($\varphi = 180^\circ$)的强化换热区域主要集中在包络区内,而在相邻风扇间隙

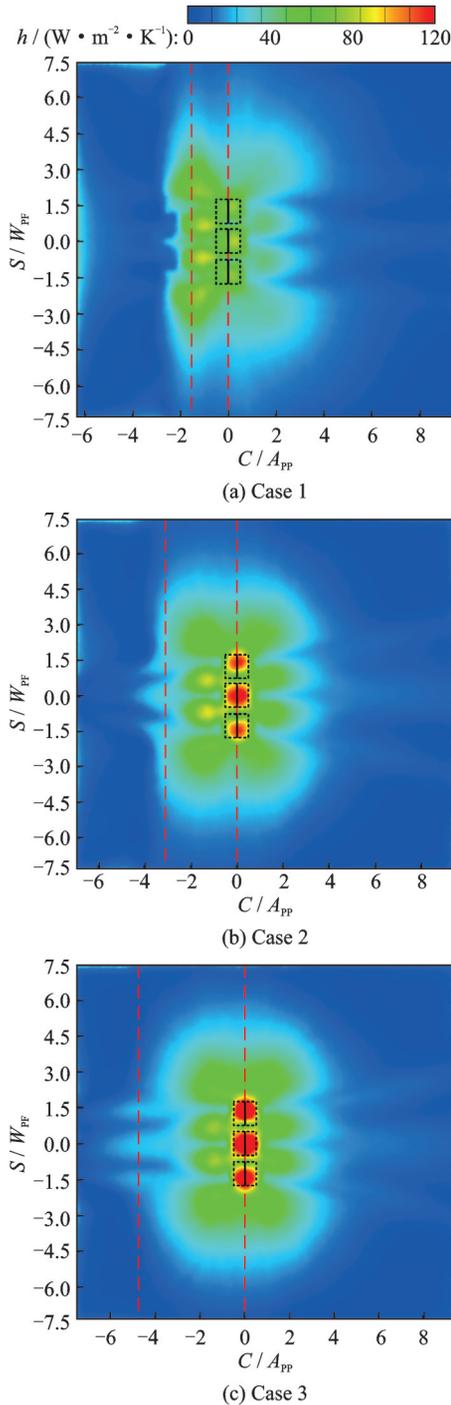


图7 压电风扇反相振动时的时均换热系数分布($\varphi=180^\circ$)
 Fig.7 Distribution of time-averaged local convective heat transfer coefficient on asymmetrical concave surfaces for vibrating out-of-phase ($\varphi=180^\circ$)

中的作用并不明显。这是由于反相振动的相邻风扇激励的局部流动方向始终相反,因而局部扰动被抑制所致。与同相振动($\varphi=0^\circ$)相同的是,随着凹腔相对曲率(K_r)的降低,反相振动时($\varphi=180^\circ$)的换热系数分布不对称性逐渐消失,换热能力同样得到一定程度的提高。

为了进一步定量分析不同振动相位(φ)和相对曲率(K_r)对于多风扇系统冷却非对称凹腔的影

响,图8和图9分别给出了同相及反相振动时非对称凹腔表面积分平均对流传热系数沿展向和弦向的分布情况。图9中黑色实线代表压电风扇侧缘

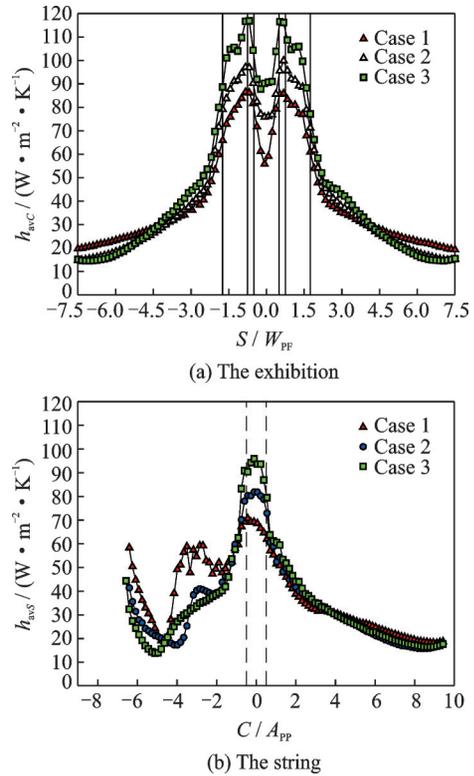


图8 同相振动时的积分平均对流传热系数分布($\varphi=0^\circ$)
 Fig.8 Distribution of laterally-averaged convective heat transfer coefficients for vibrating in-phase ($\varphi=0^\circ$)

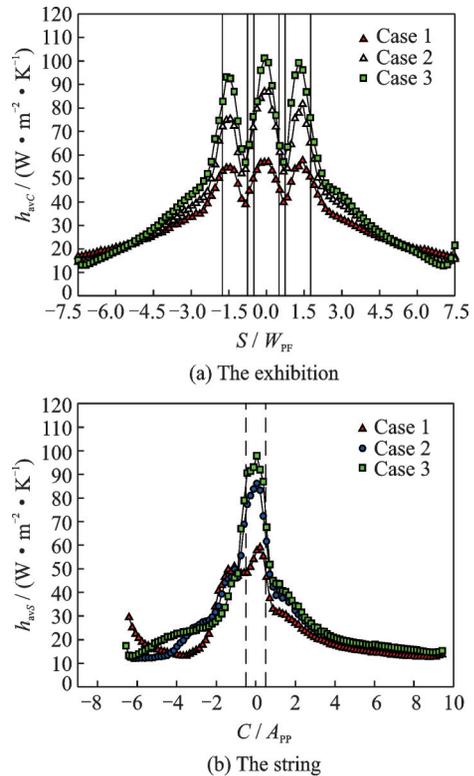


图9 反相振动时的积分平均对流传热系数分布($\varphi=180^\circ$)
 Fig.9 Distribution of laterally-averaged convective heat transfer coefficients for vibrating out-of-phase ($\varphi=180^\circ$)

位置,黑色虚线代表压电风扇振动的最大偏移位置。

如图 8(a)所示,当多风扇系统同相振动时,展向分布的峰值 h_{avc} 出现在相邻风扇的间隙区域,并且在越过包络区后迅速降低,这是因为凹腔在展向上对流动阻碍非常小。具有最小相对曲率 ($K_r=2$) 的表面产生最高的 h_{avc} 值,其中 $K_r=6$ 和 $K_r=2$ 时凹腔的峰值之间的差异约为 30%。类似的规律也出现在沿弦向分布中,如图 8(b) 所示。然而,不同之处在于沿弦向分布时峰值 h_{avc} 则几乎位于包络区中心。当多风扇系统反相振动时,如图 9(a) 所示,沿展向分布的峰值 h_{avc} 均匀分布于各个风扇包络区内,且峰值大小随着相对曲率的增加而迅速降低。此时 $K_r=6$ 和 $K_r=2$ 的表面峰值之差大于 50%。弦向分布(图 9(b))也具有相似的特征。

综上,可以看出振动相位主要影响峰值出现的位置,而相对曲率则主要决定峰值的大小。

为了揭示多风扇系统所激励的非对称凹腔内瞬时流动特征,以 Case 2 ($K_r=3$) 为例,图 10 和图 11 分别给出了同相和反相振动时一个周期内 4 种典型风扇位置时 $\lambda_2=-3 \times 10^4$ 的瞬态等值面涡结构的演化过程以及受热凹腔瞬时温度分布情况。

如图 10(a)和图 10(c)所示,当同相振动的多风扇系统运动至其中间位置时,风扇振动速度达到最大值,此时由于压电风扇叶片侧缘及叶尖对周围空气具有强烈的剪切作用,因此在叶尖及两侧侧缘形成明显的涡结构,并且由于临近风扇同相振动促进了风扇间隙的扰动,进而形成了较强的间隙涡;

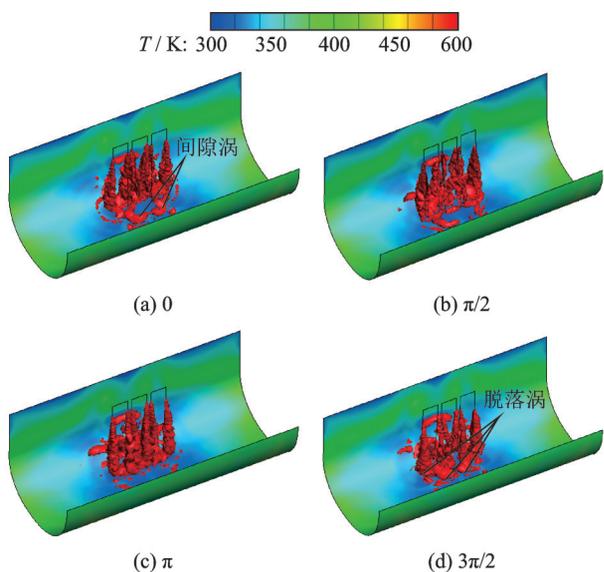


图 10 多风扇同相振动的瞬时温度和 $\lambda_2=-3 \times 10^4$ 瞬态等值面(Case 2)

Fig.10 Instantaneous temperature and iso-surface with $\lambda_2=-3 \times 10^4$ for multi-piezoelectric fans in-phase vibration (Case 2)

而当多风扇系统运动至最大位置时,如图 10(b)和图 10(d)所示,由于此时风扇振动速度减小至 0,由于惯性作用使得涡结构从叶片脱落,形成局部射流撞击凹腔表面,进而降低了叶片附近的凹腔表面温度。

对比图 11(a)和图 10(a),可以发现反相振动的多压电风扇系统在运行至平衡位置时同样会在叶尖及两侧缘形成较为明显的涡结构,但与同相振动相比,其尺度有所降低,而且由于临近风扇运动方向相反此时间隙涡完全消失。这一现象可以解释不同相位时($\varphi=0^\circ$ 和 180°)多风扇间隙区域内的时均换热系数分布特点。对比图 11(d)和图 10(d),可以看出反相振动时形成的脱落涡尺度明显小于同相振动的情况,因而同相振动的整体换热效率高于反相振动情况。

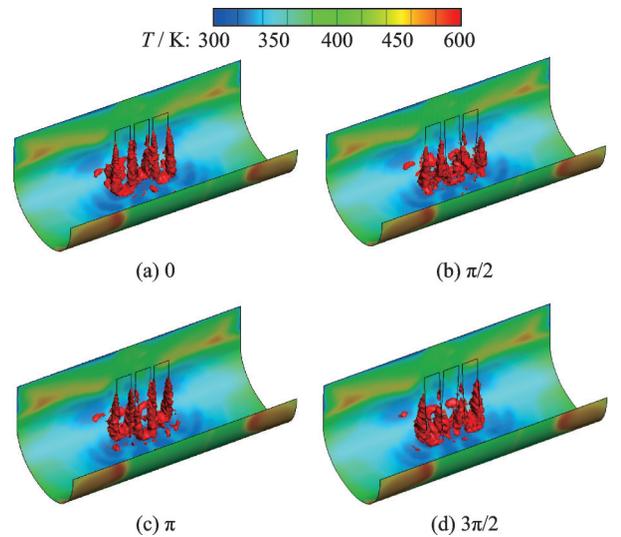


图 11 多风扇反相振动的瞬时温度和 $\lambda_2=-3 \times 10^4$ 瞬态等值面(Case 2)

Fig.11 Instantaneous temperature and iso-surface with $\lambda_2=-3 \times 10^4$ for multi-piezoelectric fans out-of-phase vibration (Case 2)

图 12 所示为风扇运行至 0 位置时凹腔 Case 1 ($K_r=6$) 与 Case 3 ($K_r=2$) 中 $\lambda_2=-3 \times 10^4$ 的瞬态等值面涡结构以及受热凹腔瞬时温度分布情况。对比图 12(a)、图 10(a) 与图 12(c),可以看出随着凹腔 K_r 值的减小,同相振动压电风扇所激励的间隙涡具有向中间位置风扇振动包络区内逐渐收缩的趋势,这表明间隙涡的收缩效应可能是引起中间位置压电风扇包络区内换热系数上升的主要原因;而对比图 12(b)、图 11(a) 与图 12(d),同样可以发现,压电风扇反相振动时激励脱落涡的尺度会随着 K_r 值的下降而逐渐上升,同时涡系结构向各个风扇的聚集程度也会得到强化,因此包络区内时均换热系数随着 K_r 值的下降而逐渐增强。

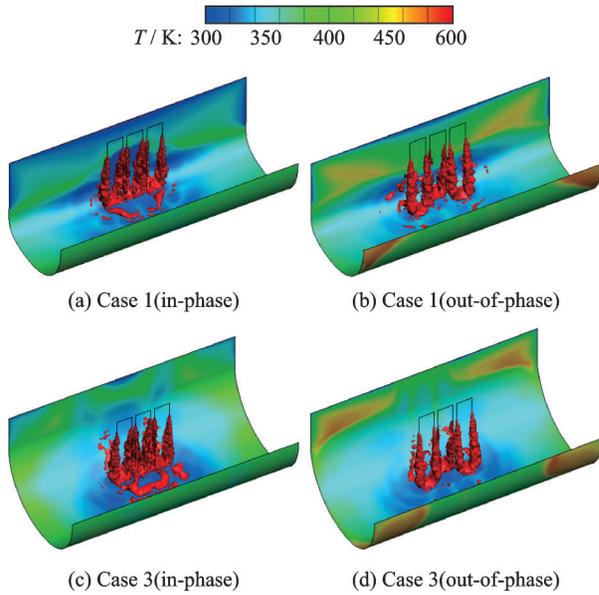


图12 多风扇同相、反相振动至0相位瞬时温度和 $\lambda_2 = -3 \times 10^4$ 瞬态等值面(Case 1与Case 3)

Fig.12 Instantaneous temperature and iso-surface with $\lambda_2 = -3 \times 10^4$ for multi-piezoelectric fans in-phase and out-of-phase vibration under 0 (Case 1 and Case 3)

3 结 论

本文主要采用数值方法针对非对称凹腔内阵列排布的多压电风扇系统激励的三维非定常流动与传热特性进行研究,重点讨论了振动相位和凹腔相对曲率的影响,得出结论如下:

(1)当非对称凹腔相对曲率较大时($K_r=6$),由于两侧侧壁对于腔内弦向流动限制作用差异显著,因此无论同相与反相振动时其表面时均对流换热系数均呈现出明显的非对称分布形态。而当相对曲率 K_r 降低到2时,非对称分布特征几乎完全消失。

(2)同相振动时换热最强的区域出现在邻近风扇的间隙,而反相振动时包络区内换热最强。

(3)同相振动多风扇系统激励的脱落涡结构尺度明显大于反相振动时的情况,使得同相振动平均换热能力优于反相振动;且由于同相振动时激励的间隙涡结构,也进一步增强了邻近风扇间隙区域的换热能力。

参考文献:

[1] 孔岳,李敏,吴蒙蒙. 压电风扇非定常流场速度分布的数值研究[J]. 工程力学, 2016, 33(1): 209-216.
KONG Yue, LI Min, WU Mengmeng. Numerical study on velocity distribution of unsteady flow field in piezoelectric fan[J]. Engineering Mechanics, 2016, 33(1): 209-216.

[2] TODA M, OSAKA S. Vibrational fan using the piezo-

electric polymer PVF2[J]. Proceedings of the IEEE, 1979, 69(8): 1171-1173.

- [3] HSU H P, CHENG C, LI H Y, et al. Thermal and fluid characteristics of single fin heat sink with a piezoelectric cooling fan[J]. Journal of Flow Visualization and Image Processing, 2019, 26(1): 57-78.
- [4] GUGULOTHU S K, CHAMKHA A J. Thermal intensification of heat transfer characteristics on the plate-fin heat sink with piezoelectric fan[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2019, 48: 2629-2638.
- [5] HU Jiayu, JING Chengjun. Investigation on thermal-hydraulic performance of the absorber plate using a piezoelectric fan in the solar air heater[J]. AIP Advances, 2019. DOI:10.1063/1.5095584.
- [6] STAMATELLOU A M, KALFAS A I. Experimental investigation of energy harvesting from swirling flows using a piezoelectric film transducer[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 171: 1405-1415.
- [7] FAIRUZ Z M, SUFIAN S F, ABDULLAH M Z, et al. Effect of piezoelectric fan mode shape on the heat transfer characteristics[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 52: 140-151.
- [8] HALES A, JIANG X. Optimisation of low energy cooling through phase variation between adjacent piezoelectric fan blades[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 139(1): 362-372.
- [9] LI Xinjun, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Effects of blade shape on convective heat transfer induced by a piezoelectrically actuated vibrating fan[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2018, 132: 597-609.
- [10] CONWAY C, JEFFERS N, AGARWAL A, et al. Influence of thickness on the flow field generated by an oscillating cantilever beam[J]. Experiments in Fluids, 2020. DOI:10.1007/s00348-020-02997-5.
- [11] CHEN Yujia, PENG Di, LIU Yingzheng. Heat transfer enhancement of turbulent channel flow using a piezoelectric fan[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2019, 147: 118964.
- [12] HU Jiayu, JING Chenjun, ZHAO Yan. Heat transfer enhancement research of dynamical vortex generator in a solar air heater by using the piezoelectric fan array [J]. Heat and Mass Transfer, 2020, 56(2): 825-847.
- [13] QIU Yunlong, WU Changju, CHEN Weifang. Local heat transfer enhancement induced by a piezoelectric fan in a channel with axial flow[J]. Journal of Zhejiang University—Science A: Applied Physics and Engineering, 2020, 21(12): 1008-1022.
- [14] EBRAHIMI N D, ELDREDGE J D, JU Y S. Three-dimensional characteristics of the jet flows induced by a pitching plate in a quiescent fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2020. DOI:10.1017/jfm.2020.2.

- [15] KIMBER M, GARIMELLA S V. Measurement and prediction of the cooling characteristics of a generalized vibrating piezoelectric fan[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(19/20): 4470-4478.
- [16] LIU S F, HUANG R T, SHEU W J, et al. Heat transfer by a piezoelectric fan on a flat surface subject to the influence of horizontal/vertical arrangement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(11/12): 2565-2570.
- [17] ZHOU Wenwu, YUAN Lin, WEN Xin, et al. Enhanced impingement cooling of a circular jet using a piezoelectric fan[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2019.114067.
- [18] AÇIKALIN T, GARIMELLA S V, RAMAN A, et al. Characterization and optimization of the thermal performance of miniature piezoelectric fans[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, 28(4): 806-820.
- [19] MA H K, SU H C, LIU C L, et al. Investigation of a piezoelectric fan embedded in a heat sink[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2012, 39(5): 603-609.
- [20] EROL U, OZGUR E. Thermal performance of horizontally/vertically oriented piezoelectric fans in varying fin-array width[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2020, 42(15): 1-17.
- [21] SUFIAN S F, FAIRUZ Z M, ZUBAIR M, et al. Thermal analysis of dual piezoelectric fans for cooling multi-LED[J]. *Microelectron Reliability*, 2014, 54: 1534-1543.
- [22] MA Shenglun, CHEN Jingwei, LI Hungyi, et al. Mechanism of enhancement of heat transfer for plate-fin heat sinks with dual piezoelectric fans[J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 2015, 90: 454-465.
- [23] LI Hungyi, WU Yuxian. Heat transfer characteristics of pin-fin heat sinks cooled by dual piezoelectric fans [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, 110: 26-35.
- [24] SUFIAN S F, ABDULLAH M Z. Heat transfer enhancement of LEDs with a combination of piezoelectric fans and a heat sink[J]. *Microelectron Reliability*, 2017, 68: 39-50.
- [25] ABDULLAH M K, ISMAIL N C, ABDULLAH M Z, et al. Effects of tip gap and amplitude of piezoelectric fans on the performance of heat sinks in microelectronic cooling[J]. *Heat Mass Transfer*, 2012, 48(6): 893-901.
- [26] ZARGARABADI M R, REZAEI E, LAFOURAKI B Y. Numerical analysis of turbulent flow and heat transfer of sinusoidal pulsed jet impinging on an asymmetrical concave surface[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 128(5): 578-585.
- [27] LI Xinjun, CHEN Weiwei, LU Shihua. Investigation of the characteristics of turbulent flow and heat transfer induced by a vibrating piezoelectric fan on asymmetrical concave surfaces[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2021. DOI:10.1177/09576509211026034.
- [28] JEONG J, HUSSAIN F. On the identification of a vortex[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1995, 285: 69-94.

(编辑:胥橙庭)