

# 迷宫密封泄漏特性影响因素的研究

李志刚, 李军, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

**摘要:** 采用标准  $k-\epsilon$  紊流模型和三维 RANS 方程求解方法, 数值研究了密封间隙、压比、转速对典型迷宫密封泄漏特性的影响规律. 计算分析了典型迷宫密封在 3 种密封间隙、4 种压比和 4 种转速下的泄漏特性. 研究表明: 用相对流量系数(转动时的流量系数与静止时的流量系数的比值)与速比(周向速度与轴向通流速度的比值)的函数关系表征泄漏量随转速变化的规律时, 存在一个临界速比约等于 1.0; 低于这个临界速比时, 转速对泄漏量的影响不明显; 高于这个临界速比时, 泄漏量随转速的增大而减小, 在很高的转速下(6 000 r/min 以上), 泄漏量至少减小了 5.1%; 相同间隙下, 泄漏系数随着压比的提高而近似线性增加; 相同转速下, 随着密封间隙的减小, 相对泄漏量逐渐降低.

**关键词:** 迷宫密封; 泄漏特性; 数值模拟

**中图分类号:** TK262 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)03-0016-05

## Effects of Gap Pressure Ratio and Rotational Speed on Discharge Behavior of Labyrinth Seal

LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The effects of sealing clearance, pressure ratio and rotational speed on the discharge behavior of a typical labyrinth seal are numerically investigated. The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations and the standard  $k-\epsilon$  turbulent model are adopted to obtain the leakage flow characteristics of the labyrinth seal under the conditions of three sealing gaps, four pressure ratios and four rotational speeds. The relative leakage flow coefficient  $C_D/C_{D0}$  and velocity ratio  $U/C_{ax}$  are employed to analyze the effects of the rotational speed on the discharge behavior.  $C_D/C_{D0}$  is defined as the ratio of leakage rate at rotation to the leakage rate at rest.  $U/C_{ax}$  denotes the ratio of the circumferential velocity to the axial flow velocity. Numerical simulation results show that there exists a critical velocity ratio of 1.0. The effect of the rotational speed on the relative leakage flow coefficient can be ignored when the velocity ratio is less than 1.0. If the velocity ratio is greater than 1.0, the relative leakage flow coefficient decreases with the increase of the rotational speed, and the leakage flow rate of the labyrinth seal at the high rotational speed of more than 6 000 r/min decreases by 5.1%. The leakage coefficient increases linearly with pressure ratio at the fixed sealing clearance. In addition, the leakage coefficient decreases with the decrease of gap width at the same rotational speed.

**Keywords:** labyrinth seal; discharge behavior; numerical simulation

透平机械旋转密封泄漏特性及其影响因素的研究, 对于提高透平机械的气动性能和运行安全性具

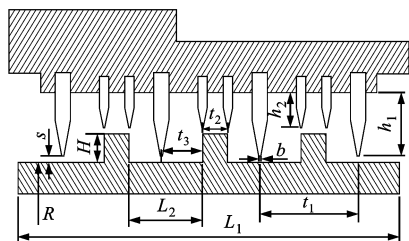
有重要作用。迷宫密封具有结构简单、安装方便、工作可靠等优点,已被广泛用于透平机械中,是透平机械中常用的密封元件。迷宫密封的密封原理是齿与转子间形成一系列节流间隙与膨胀空腔,依靠节流间隙中的节流过程(压力能转化为动能)和密封空腔中的动能耗散过程(动能转化为热能)达到密封效果<sup>[1-3]</sup>。

迷宫密封泄漏特性的影响因素很多,如总体结构型式、节流间隙尺寸、密封齿数和倾斜角度大小等等。目前,主要是采用数值预测与试验测量相结合的方法来研究迷宫密封的泄漏特性及其影响因素。Wittig 等人<sup>[4]</sup>试验研究了迷宫密封泄漏特性的影响因素,研究结果表明,转轴静止条件下,泄漏量主要与密封几何结构、压比、雷诺数、气体物性、湍流度有关。Ahmed 等人<sup>[5]</sup>试验研究了密封齿的形状、厚度以及转子偏心对迷宫密封泄漏特性的影响,试验共测量了 23 种具有相同转子直径时不同密封齿结构的泄漏量和腔室中的压力。试验结果表明:对所有的密封装置和压比,增加密封齿的厚度能使泄漏量降低 10%~20%;当密封齿的厚度从 3.175 mm 增大到 6.35 mm 时,低压比条件下的泄漏量减小 20%,高压比条件下的泄漏量减小 10%~15%。Yan 等人<sup>[6]</sup>数值研究了密封间隙、压比、蜂窝静子面对收敛型和扩张型 2 种台阶式迷宫密封泄漏特性的影响。研究表明:相同条件下,收敛型迷宫密封的泄漏量小于扩散型迷宫密封;由于蜂窝静子面使密封的有效间隙增大,具有蜂窝静子面的迷宫密封泄漏量大于光滑面迷宫密封。Waschka 等人<sup>[7]</sup>研究了高转速对迷宫密封泄漏特性的影响规律。研究表明:在研究泄漏量随转速变化的规律时,轴向速度与旋转速度的比值是一个很重要的特征量;低转速条件下,泄漏量不随转速的增大而变化,当流体的旋转速度接近轴向速度时,泄漏量将随转速的增大而减小。

本文使用 CFX 软件,采用三维 RANS 计算模型,研究了典型迷宫密封在 3 种密封间隙、4 种压比、4 种转速共 48 种工况条件下的泄漏特性,得出了密封间隙、压比、转速对迷宫密封泄漏特性的影响规律。

## 1 计算模型和数值方法

图 1 是透平机械中典型的迷宫密封二维结构示意图,其中  $s$  是密封间隙,即齿与转轴之间的径向距离,  $h$  是凸台或密封齿高度,  $t$  是密封齿间距或密封齿与凸台间距,  $L$  是凸台间距或密封长度,  $R$  是密封转子面半径。



$$\begin{aligned} H/R &= 0.022\ 5, b/R = 0.001\ 5, h_1/R = 0.05, H_2/R = 0.027\ 5, \\ t_1/R &= 0.077\ 5, t_2/R = 0.02, t_3/R = 0.032\ 5, \\ L_1/R &= 0.3, L_2/R = 0.058, s/R = \\ &0.001\ 5 \sim 0.004, R = 200 \end{aligned}$$

图 1 迷宫密封结构示意图

图 2 给出了迷宫密封计算域三维结构和计算网格示意图。本文进行模拟的压比有 4 个,分别为 1.1、1.2、1.3、1.4。进口给定总温、总压,不考虑进口预旋的影响,进口速度方向垂直于进口边界,出口为平均静压条件。固定出口压力为环境大气压力,调节进口总压,使进出口压比在 1.1 到 1.4 之间变化,进口气体总温恒定为 300 K。研究中不考虑壁面与流体的传热,固体壁面均设为绝热边界,气体与壁面接触采用光滑无滑移边界条件。对静子面和转子面分别采用静止和旋转两类壁面,在研究转速对泄漏特性的影响时,转子面的旋转速度设为 0、1 500、3 000 和 6 000 r/min。计算模型为三维轴对称结构,周向 2 个面设为旋转周期面边界,工作介质设定为理想空气。

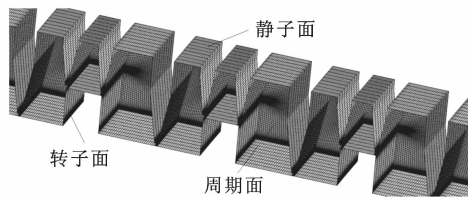


图 2 计算网格示意图

计算网格采用 ICEM 商业软件生成,全部为结构化网格,壁面区域采用加密网格,在节流间隙处沿径向布置了 15~20 个节点,对于 3 种密封间隙,  $s_1 = 0.3$  mm、 $s_2 = 0.5$  mm、 $s_3 = 0.8$  mm 的计算网格的节点数分别为 35.3 万、39.9 万和 40.6 万。网格的正交角均在 55°以上,具有很好的正交性,最大长宽比小于 100,图 2 为密封间隙为  $s_3$  时的计算网格。

采用商用 CFD 软件 CFX 数值求解 RANS 方程。计算中,考虑到结构的周期性,取一部分弧段作为研究对象,弧段的两侧采用周期性边界。紊流模型采用标准  $k-\epsilon$  二方程模型,近壁面区采用壁面函数法求解,离散格式为二阶高精度格式,壁面采用无滑

移绝热固壁,当动量方程残差达到  $10^{-6}$  数量级、质量方程残差小于  $10^{-6}$  数量级(归一化)、进出口流量相差小于 0.1% 时,认为计算收敛。

## 2 结果与分析

### 2.1 旋转速度对泄漏特性的影响

为描述转速对泄漏特性的影响,给出转速不为 0 时的流量系数  $C_D$  与转速为 0 时的流量系数  $C_{D0}$  的比值随转速变化的曲线是一个有效的方法,但直接分析流量系数随转速的变化是得不出具有一般性结论的,因为这里的转速必须考虑密封转子面的半径  $R$  的影响,因此引入相对流量系数和速比。相对流量系数  $C_D/C_{D0}$  是各转速下的流量系数与转速为 0 时的流量系数的比值,速比  $U/C_{ax}$  是密封转子面的周向速度与流体轴向速度的比值。轴向速度  $C_{ax}$ ,取密封件下游最后一个密封齿顶间隙处沿轴向的最大速度,流量系数  $C_D$  和  $C_{D0}$  是由试验或数值模拟得到的泄漏量与理论公式计算得到的泄漏量的比值,其数学定义式如下

$$C_D = \dot{m}/\dot{m}_{ideal} \tag{1}$$

式中:泄漏流量  $\dot{m}$  由试验或数值模拟得到;压比小于临界值时, $\dot{m}_{ideal}$  是由以下理论公式在等熵条件下得到的

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ideal} &= \dot{Q}_{ideal} p_{tot,in} A / (T_{tot,in})^{1/2} \tag{2} \\ \dot{Q}_{ideal} &= \left\{ \frac{2k}{R_{Gas}(k-1)} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \cdot \left( \frac{1}{\pi} \right)^{1/k} \tag{3} \end{aligned}$$

式中: $p_{tot,in}$  为进口总压; $T_{tot,in}$  为进口总温; $A$  为通流面积; $R_{Gas}$  为气体常数; $k$  为比热容比; $\pi$  为进出口压比<sup>[8]</sup>。

在相同的边界条件(压比为 1.1,转速为 0)下,选用 3 种不同的网格数(21.4 万,35.3 万,54.6 万)来计算密封间隙为 0.3 的密封的流量系数,考核本文所采用的数值方法中的网格无关性。从表 1 可以看出,当网格数从 35.3 万增加到 54.6 万时,流量系数的误差为 0.26%,所以间隙为 0.3 的密封计算中采用 35.3 万的网格可以满足网格无关性的要求。对间隙为 0.5、0.8 的密封,考虑到间隙的增大,节点数分别增加到 39.9 万、40.6 万。

表 1 流量系数与网格节点数的关系

| 网格节点数/万 | 流量系数计算值 |
|---------|---------|
| 21.4    | 0.113 9 |
| 35.3    | 0.112 8 |
| 54.6    | 0.112 5 |

图 3 给出了密封间隙分别为  $s_1$ 、 $s_2$ 、 $s_3$  时迷宫密封在不同压比条件下,  $C_D/C_{D0}$  与  $U/C_{ax}$  的关系曲线。从图中可以看出:速比存在一个临界值 1.0,当速比小于这一临界值时,其对  $C_D/C_{D0}$  的影响不明显,随着速比的增大,其对  $C_D/C_{D0}$  的影响逐渐增大;当速比大于这一临界值时,其对  $C_D/C_{D0}$  有明显的影 响,在压比为 1.1、转速为 6 000 r/min 时,  $U/C_{ax}$  的最大值为 2.67,其比静止时减小 1.5%~5.1%。由此可见,存在一个临界速比  $U/C_{ax} \approx 1.0$ ,低于这个临界速比时,转速对泄漏量的影响不明显,高于这个临界速比时,泄漏量随转速的增大而明显减小,在转速达到 6 000 r/min 时,流量系数减小了 5.1%。

图 4 给出了不同转速下迷宫密封在间隙为 0.3 mm 和压比为 1.1 时齿顶间隙处的流线。如图 4 所示,随着转速的增大,齿顶间隙处流线与轴向的夹角增大,相应的间隙有效通流面积减小,通过齿顶间

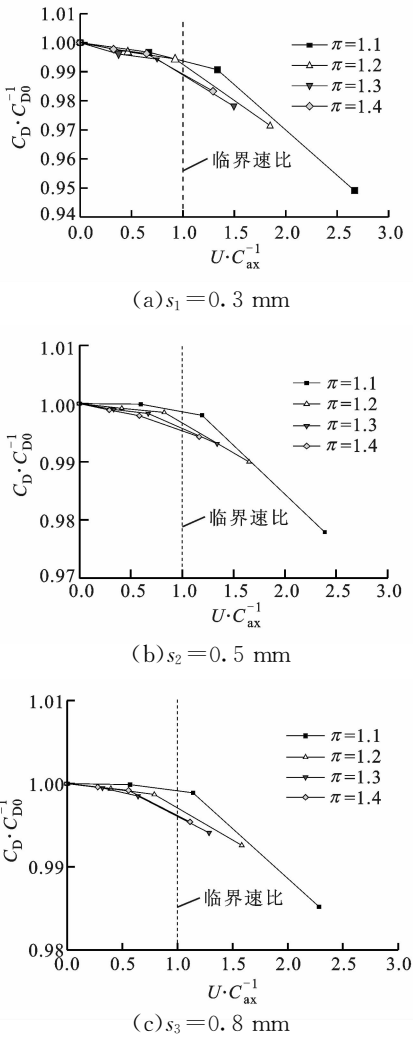


图 3 不同密封间隙和压比下  $C_D/C_{D0}$  与  $U/C_{ax}$  的关系曲线

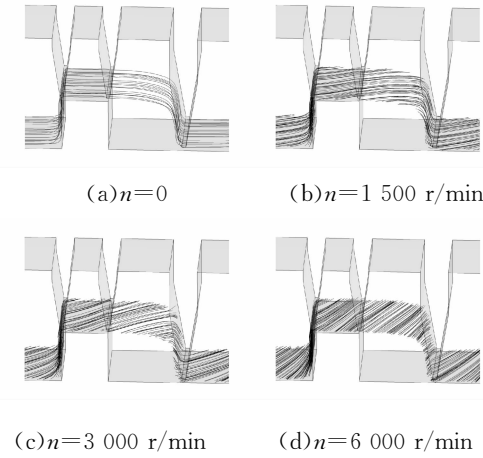


图 4 不同转速下迷宫密封( $s_1=0.3\text{ mm}$ ,  $\pi=1.1$ )  
齿顶间隙处流线

隙的泄漏量减小. 另一方面,这种螺旋流动在转子面旋转方向上附加了一个切向力,这一切向力增加了流体摩擦,增大了流动阻力,使摩阻效应更强烈,增大了耗散损失,从而使通过密封间隙的泄漏量减少,提高了密封效果. 研究表明,转速对迷宫密封的子午面流动形态基本没有影响,耗散的增加主要是由于转子面周向剪切力产生的摩阻效应和轴向速度向周向的偏移.

2.2 压比对泄漏特性的影响

为使数值模拟的结果能推广应用于进口压力、温度与本文不同的工况,将模拟结果整理成泄漏量与压比、转速等参数的比例关系是一个有效的方法. 为此,引入泄漏系数  $\theta$ ,其数学定义为<sup>[5]</sup>

$$\theta = \frac{\dot{m}(R_{\text{Gas}} T_{\text{tot, in}})^{1/2}}{A_i p_{\text{tot, in}}} \quad (4)$$

式中: $\dot{m}$  为数值模拟得到的泄漏量; $p_{\text{tot, in}}$ 、 $T_{\text{tot, in}}$  分别为进口的总压和总温.

图 5 比较了相同间隙、4 种不同转速下的迷宫密封泄漏系数  $\theta$  与压比  $\pi$  的关系,可以发现  $\theta$  随  $\pi$  的提高而近似线性增大. 可见,泄漏量随压比的提高而近似线性增加.

2.3 间隙对泄漏特性的影响

引入相对泄漏量  $m_{\text{ret}}$  和相对密封间隙  $s_{\text{ret}}$  来研究密封间隙对泄漏特性的影响,其数学定义为

$$m_{\text{ret}} = m_{s_i} / m_{s_3} \quad (5)$$

$$s_{\text{ret}} = s_i / R \quad (6)$$

式中: $m_{s_i}$  为密封间隙为  $s_i$  ( $i=1,2,3$ ) 时的数值预测泄漏量,  $s_i$  为第  $i$  种密封间隙.

如图 6 所示,随着相对密封间隙的减小,相对泄漏量减小,且密封间隙从  $s_2$  减小到  $s_1$  时,相对泄漏量的减小速度比密封间隙从  $s_3$  减小到  $s_2$  时的要大

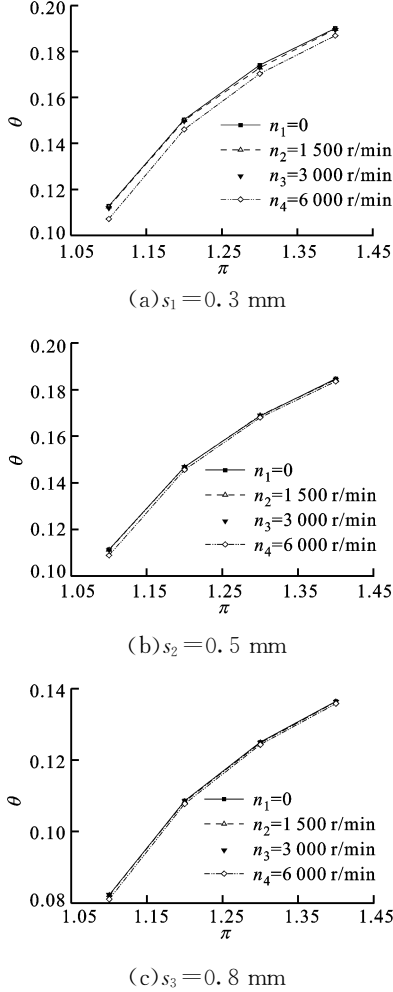


图 5 不同密封间隙和转速下迷宫密封的泄漏系数  
 $\theta$  与压比  $\pi$  的关系曲线

(曲线斜率大). 可见,泄漏量随密封间隙的减小而减小,且间隙越小,泄漏量减小得越快.

3 结 论

采用标准  $k-\epsilon$  紊流模型和三维 RANS 方程求解方法,数值研究了密封间隙、压比、转速对典型迷宫密封泄漏特性的影响规律,开展了典型迷宫密封在 3 种密封间隙、4 种压比、4 种转速下的泄漏特性的计算分析.

(1)采用相对流量系数  $C_D/C_{D0}$  与速比  $U/C_{ax}$  的函数关系表征泄漏量随转速变化情况时,存在一个临界速比  $U/C_{ax} \approx 1.0$ ,速比小于这个临界值时,转速对泄漏量的影响不明显,高于这个临界值时,泄漏量随转速的增大而明显减小,在转速达到 6 000 r/min 时流量系数减小了 5.1%.

(2)相同的间隙下,迷宫密封的泄漏系数  $\theta$  随着压比的提高而近似线性增加.

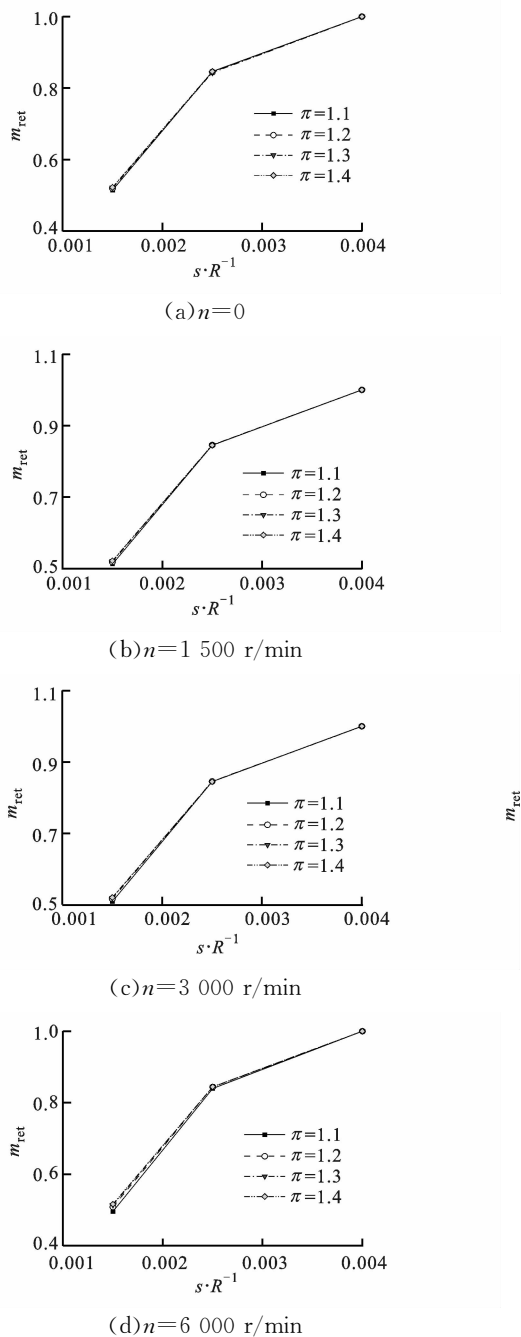


图6 不同转速和压比下迷宫密封的相对泄漏量随相对密封间隙的变化关系

(3)相同转速和压比下,相对泄漏量  $m_{ret}$  随密封间隙的减小而减小,且密封间隙越小,减小得越快。

#### 参考文献:

- [1] CHUPP, R E, HENDRICKS, R C, LATTIME S B, et al. Sealing in Turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [2] 李军,晏鑫,宋立明,等.透平机械密封技术研究进展

[J]. 热力透平, 2008, 37(3): 141-147.

LI Jun, YAN Xin, SONG Liming, et al, A review of sealing technologies in turbomachinery[J]. Thermal Turbine, 2008, 37(3): 141-147.

- [3] CHUPP R E, GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A, et al. Advanced seals for industrial turbine applications; dynamic seal development [J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(6): 1260-1266.
- [4] WITTIG S, DORR L, KIM S. Scaling effects on leakage losses in labyrinth seals [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1983, 105(2): 305-309.
- [5] GAMAL A J M, VANCE J M. Labyrinth seal leakage tests; tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 1-11.
- [6] YAN Xin, LI Jun, SONG Liming, et al, Investigations on the discharge and total temperature increase characteristics of the labyrinth seals with honeycomb and smooth lands[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131:1-11.
- [7] WASCHKA W, WITTIG S, KIM S. Influence of high rotational speeds on the heat transfer and discharge coefficients in labyrinth seals [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 198-203.
- [8] DENECKE J, DULLENKOPF K, WITTING S, et al. Experimental investigation of the total temperature increase and swirl development in rotating labyrinth seal[C/CD]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005. New York, USA: ASME, 2005: GT2005 - 66677.

#### [本刊相关文献链接]

蜂窝面迷宫密封内流动和总温升特性的研究. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 823-827.

采用遗传算法的离心叶轮多目标自动优化设计. 西安交通大学学报, 2010, 44(1): 31-35.

不可逆回热式磁 Brayton 循环制冷性能的理论及数值研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(1): 56-60.

气泡堆积法生成曲线多边形区域非结构化网格及其应用. 西安交通大学学报, 2009, 43(11): 109-113.

透平级轴向间隙对非定常流动干涉影响的研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 9-13.

丙烯压缩机末级偶极子气动声源识别. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 100-103.

(编辑 王焕雪)