

流量比对气膜冷却叶片表面换热系数的影响

白江涛, 朱惠人, 张宗卫, 许都纯
(西北工业大学动力与能源学院, 710072, 西安)

摘要: 为深入了解某型涡轮叶栅进口导叶叶片的换热规律,采用瞬态液晶技术测量了无气膜孔叶片和带气膜孔叶片在不同流量比下的表面换热系数,通过对比分析,研究了气膜出流和流量比变化对叶片表面换热的影响. 实验中叶栅通道来流雷诺数为 108 000,叶片气膜出流与叶栅通道来流的质量流量比为 0、3.46%、4.61%、5.77%、6.93%、8.08%、9.23%. 实验测量获得了无气膜叶片中截面的压力分布曲线,以及各流量比下叶片表面的换热系数分布云图及其平均值线图. 研究结果表明: 叶片吸力面存在气流流动分离;气膜出流使得分离点位置提前,并且缩短了分离再附着的过渡区域;气膜出流使叶片前缘、压力面和吸力面气膜孔区域的换热系数大幅升高,但对吸力面分离点后区域的换热影响不大;在实验工况范围内,气膜出流流量比越大,换热系数越高.

关键词: 导叶;气膜冷却;流量比;换热系数;液晶

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)07-0095-05

Effect of Mass Flow Ratio on Heat Transfer Coefficient of a Film Cooled Vane

BAI Jiangtao, ZHU Huiren, ZHANG Zongwei, XU Duchun
(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The heat transfer coefficients of a turbine nozzle guide vane with and without a film cooling hole were measured by the transient liquid crystal technique at the Reynolds number of the inlet flow of 108 000 and the mass flow ratio of 0, 3.46%, 4.61%, 5.77%, 6.93%, 8.08% and 9.23%, respectively. The effects of film cooling flow and the mass flow ratio on the heat transfer coefficient were investigated. The pressure distribution at the middle section of the vane without the film cooling hole, and the detailed distribution of the heat transfer coefficient and the mean heat transfer coefficient curves at different mass flow ratios were obtained. The results show that there was a flow transition on the vane suction side. The film cooling flow advanced the beginning location of the transition on the suction side and reduced the transition length. In addition, the heat transfer coefficient in the area with the film cooling hole (such as leading edge, the front of pressure side and suction side) increased significantly, but the heat transfer coefficient in the area beyond the transient location changed slightly. In this experiment, the heat transfer coefficient increased almost linearly with an increase in the mass flow ratio.

Keywords: vane; film cooling; mass flow ratio; heat transfer coefficient; liquid crystal

航空发动机性能的提升在很大程度上依赖于涡轮前温度的提高,几十年来随着发动机性能的提升,涡轮前温度不断升高,涡轮叶片、盘腔等高温部件的热防护日益关键. 目前,在多数高性能发动机中,气

收稿日期: 2011-01-04. 作者简介: 白江涛(1984—),男,博士生;朱惠人(联系人),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2007CB707701).

网络出版时间: 2011-04-14 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20110414.0908.001.html>

膜冷却是涡轮叶片热防护的主要方式.

气膜冷却研究源于 Wiegardt^[1]为解决机翼防冻所做的二维槽缝热气喷射. Goldstein 等人较早从事涡轮叶片的冷却研究,文献[2]对早期的气膜冷却研究做了综述,阐述了气膜冷却的用途和研究方法,展示了多种二维缝隙型气膜冷却结构换热系数和冷却效率的实验结果,分析了影响气膜冷却效果的主要因素,该文献对后来的二维缝隙型气膜冷却研究及三维气膜孔气膜冷却研究都起到了重要指导作用. 随后,气膜冷却的机理研究和气膜冷却在叶片上的应用研究迅速发展. 最近, Bogard^[3]等人对涡轮叶片气膜冷却技术做了较为详细的文献综述,文章指出:气膜射流与叶栅通道气流相互作用后形成一个剪切层,该剪切层使气膜射流与叶栅通道气流相互掺混并使冷却效果沿叶片表面逐渐减弱;影响气膜射流与叶栅通道气流相互作用的主要因素是两股气流的流量比和动量比;叶片气膜冷却效果预测困难的根源是复杂的叶片表面及叶栅通道气流流动.

气膜射流流量一直被认为是影响叶片表面换热系数和冷却效率的主要因素,是多数气膜冷却研究中的重要参数(在研究中常采用流量比、吹风比或者动量比),例如 Lander 等人^[4]于 70 年代就研究了不同流量比作用下叶片表面复合角度气膜孔的气膜冷却效率和换热系数, Colban 等人^[5]于近年来研究了气膜射流流量对叶片表面上扇形孔的气膜冷却效率和换热系数的影响;在国内,朱惠人等人^[6]在叶片气膜冷却研究中关注孔位和气膜射流流量对叶片表面换热系数的影响. 本文将针对某型涡轮进口导叶,采用窄带液晶瞬态测量方法研究气膜出流和流量比变化对气膜冷却叶片表面换热系数的影响,文章所述的叶片模型、实验设备、实验方案和数据处理方法与文献[7]基本相同,此处不再赘述.

1 实验结果与分析

叶栅通道进口雷诺数为

$$Re_{in} = \rho_{\infty} U_{\infty} C / \mu \tag{1}$$

式中: ρ_{∞} 为叶栅来流密度; U_{∞} 为叶栅来流速度; C 为叶片弦长; μ 为叶栅来流动力黏性系数.

二次流与主流的质量流量比为

$$K = \dot{m}_c / \dot{m}_g = (\dot{m}_{c1} + \dot{m}_{c2}) / \dot{m}_g \tag{2}$$

式中: $\dot{m}_c$ 为叶片二次流总的质量流量; $\dot{m}_{c1}$ 为前腔的二次流质量流量; $\dot{m}_{c2}$ 为后腔的二次流质量流量; $\dot{m}_g$ 为一个叶栅内主流的质量流量.

实验工况如表 1 所示,其中工况 0 是无气膜出流工况,实验时采用光滑无气膜孔叶片;工况 1 到工况 6 为气膜出流工况,实验时采用带气膜孔叶片.

表 1 实验工况表

工况	Re_{in}	$\dot{m}_{c1} \cdot \dot{m}_{c2}^{-1}$	$K/\%$
0	108 000	0	0.00
1	108 000	5.56	3.46
2	108 000	5.56	4.61
3	108 000	5.56	5.77
4	108 000	5.56	6.93
5	108 000	5.56	8.08
6	108 000	5.56	9.23

1.1 压力分布和速比系数

文献[3]指出,涡轮叶片表面换热特性与叶栅通道内的三维流场结构及叶片表面上的流动特点密切相关,因此本文在讨论换热系数的分布规律之前,先通过叶片表面速度分布和压力分布来分析叶片表面流场. 用于表面压力测量的叶片为实心无气膜孔叶片,叶片中截面上布置一系列静压测量孔,测量压力由管道从叶片内部引出. 叶片表面速比系数 c_u 和压力系数 c_p 与弧长弦长比 S/C 的关系如图 1、图 2 所示. 速比系数和压力系数的定义如下

$$c_u = (2(p_{\infty}^* - p) / \rho_{\infty})^{1/2} / U_{\infty} \tag{3}$$

$$c_p = (p - p_{\infty}^*) / (\rho_{\infty} U_{\infty}^2 / 2) \tag{4}$$

式中: p 为叶片表面测点压力; p_{∞}^* 为叶栅来流总压.

由图 1 可以看出:在吸力面上,前缘区域的叶栅通道气流加速度较大,在 $S/C=0.44$ 处气流加速到最大值, c_u 最高达到 5 左右,随后气流有一定的减速,在靠近尾缘的区域,气流略微加速, c_u 达到次峰值;在压力面上,前缘区域的气流加速度也较大,在 $S/C=0.05 \sim 0.2$ 范围内速度增加比较平缓,而后速度快速增加,压力面上气流速度自前缘至尾缘持续增加,但始终低于吸力面上气流的速度.

c_p 与 S/C 的关系刚好和 c_u 相反. 在吸力面上,从前缘开始 c_p 迅速减小,在 $S/C=0.44$ 处 c_p 达到最小值,约为 -25;随后, c_p 迅速升高,在 $S/C=0.68$ 处达到 -18 左右;在 $S/C=0.44 \sim 0.68$ 范围内存在逆压梯度,逆压梯度是壁面流动分离的必要条件,因此该区域是叶片表面最需要关注的区域;从 $S/C=0.68$ 到尾缘区域内, c_p 变化缓慢. 在压力面上, c_p 在前缘区域内也是迅速降低,在 $S/C=0.05$

~0.45 范围内缓慢降低,随后再次迅速降低直至尾缘。整体上看,叶片压力面上的气流流动相对简单。

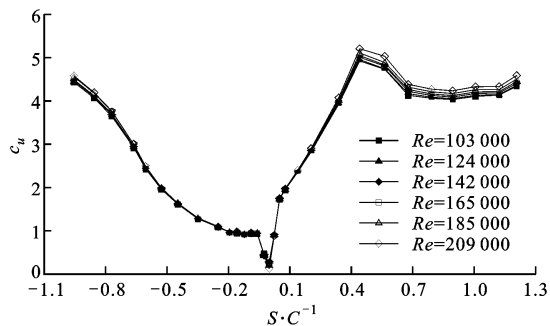


图 1 叶片表面速比系数分布

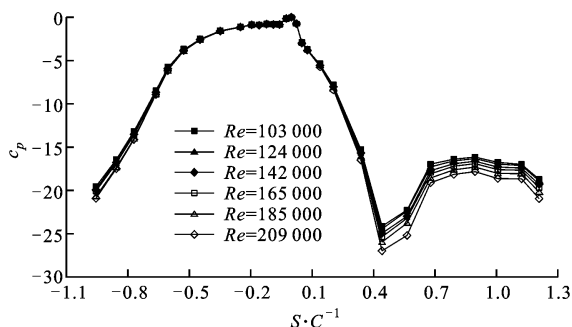


图 2 叶片表面压力系数分布

1.2 气膜出流对叶片表面换热系数分布的影响

无气膜孔叶片表面的换热系数 h_0 分布云图及其平均值 $\bar{h}_0$ 沿叶片弧长的分布如图 3 所示,其中换热系数平均值是叶片表面叶高方向 20%~80% 范围内去除了因实验通道黏接、螺钉安装、光照不均等因素造成的无效测量点之后的平均值。叶片前缘位置(区域 A)的换热系数分布受叶栅来流气流冲击作用影响明显,呈现中间高两侧低的趋势。叶片吸力面换热系数受叶栅通道涡系作用明显,在靠近端壁位置存在低换热系数区域 B,具体形成原因请参见文献[7]。叶片吸力面在逆压梯度区域 C 内发生边界层分离和再附着,换热系数在分离区域降低,在再附着区域升高。气流分离再附着后,换热系数大幅升高,最高点的换热系数高于叶片前缘冲击点位置的换热系数,该现象的出现使得吸力面的换热强度大幅增强,换热量急剧增加。在压力面上,前缘位置换热系数最高,随冲击作用的减弱,换热系数逐渐降低,在 $S/C=0.25$ 处达到最低点。对比图 1 和图 3 可以发现,在最低点之后,换热系数随壁面气流速度的增加逐渐升高直至尾缘。

气膜出流时的叶片表面换热系数 h 分布云图及其平均值 $\bar{h}$ 沿叶片弧长的分布如图 4 所示,分布规

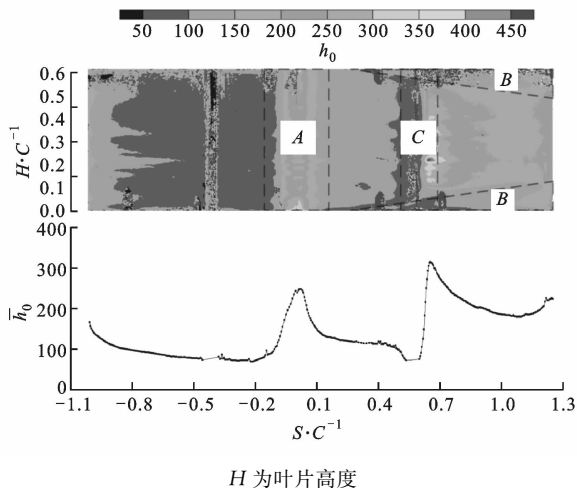


图 3 无气膜叶片表面换热系数分布云图及其平均值曲线

律详见文献[7]所述。对比图 3 和图 4 可以看出,气膜出流时叶片表面气膜覆盖区域(叶片压力面区域和吸力面前缘附近区域)的换热系数远高于无气膜时的换热系数,其原因是气膜出流使得气膜孔区域的流动紊乱、扰动增大、局部湍流度升高、换热增强。气膜出流时的叶片表面换热系数与无气膜孔叶片表面换热系数之比 $h \cdot h_0^{-1}$ (简称换热系数比)的云图及其平均值 $\bar{h} \cdot h_0^{-1}$ 沿叶片弧长的分布如图 5 所示,叶片表面大部分区域的换热系数比高于 1,在气膜孔密集区域,该比值更高。

由图 4 可知,气膜出流时压力面区域换热系数亦呈现先下降后上升的分布规律。在压力面前缘及颧区的密集气膜孔排区域($0 < S/C < 0.2$),换热系数比随气膜孔排的增加逐渐升高,这表明随气膜出流孔排的增加,叶片表面的流动扰动逐渐增强,局部换热逐步增强。对比图 3 和图 4 的压力面换热系数分布可以看出,气膜出流时压力面换热系数的下降相对较为缓慢,直至靠近尾缘无气膜孔区域时,换热系数才降低到最低点,之后随尾缘气流速度增加而升高。

气膜出流时吸力面上边界层分离后的再附着点为 $S/C=0.58$,较之无气膜出流时的分离后再附着点 $S/C=0.66$ 提前;气膜出流时吸力面上边界层的分离再附着的过渡区域为 $S/C=0.52 \sim 0.58$,较之无气膜时的过渡区域 $S/C=0.54 \sim 0.66$ 大幅缩短。这表明,受气膜出流的影响,气流扰动增强、湍流度升高使得叶片吸力面流动分离提前,分离再附着的过渡区域缩短,该现象与文献[8-9]的结论基本一致。与无气膜出流相比,气膜出流时吸力面气流分离再附着后换热系数的升高幅度极为有限,分离点后

换热系数的最大值远低于前缘冲击点位置的换热系数。由图 5 可以看出,吸力面分离点后中间二维流动区域的换热系数低于无气膜出流时该区域的壁面换热系数,该区域是气膜出流状况下唯一一个换热系数比低于 1 的区域。由图 5 还可以看出:气膜出流对叶栅通道涡的作用区域 B 影响不大,换热系数略为增大,换热系数比略大于 1;同样,叶片吸力面尾缘区域远离气膜出流孔排,受气膜影响作用较小,流动换热与无气膜时基本相同,换热系数比在 1 附近。

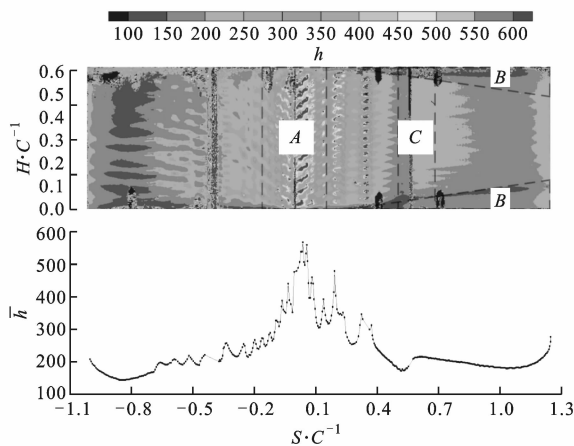


图 4 气膜出流叶片表面换热系数分布云图及其平均值曲线(工况 3)

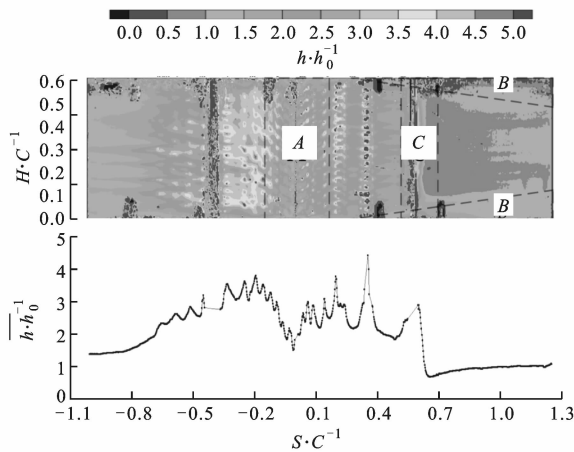


图 5 换热系数比分布云图及其平均值曲线(工况 3)

1.3 流量比对叶片表面换热系数的影响

本文实验测量了表 1 所示的气膜出流时不同流量比工况下的叶片表面换热系数,并将其整理成换热系数比云图及其平均值曲线。不同流量比下 $\overline{h} \cdot h_0^{-1}$ 随 S/C 的变化如图 6 所示,换热系数比全表面平均值 $\overline{\overline{h} \cdot h_0^{-1}}$ 随 K 的变化如图 7 所示。

由图 6 可以看出,叶片压力面前缘、中弦区域和吸力面分离点前区域的换热系数受流量比变化的影

响较大,这些区域内布置有大量气膜孔,区域内的流动与换热受到气膜出流的影响。气膜射流流量越大,射流速度越高,与主流相互作用后在叶栅流场中形成的扰动越强烈,使得换热的增强幅度越大,叶片表面换热系数越高。压力面尾缘区域换热系数受流量比变化的影响不大,这是因为该区域距离气膜孔排较远,受气膜出流影响较小。由图 6 还可以看出,吸力面分离点下游区域的换热系数几乎不受气膜出流和流量比变化的影响,换热系数比保持在 1 附近。这是因为叶片表面流动分离后,边界层会重新发展,重新发展的流动与换热不会受到分离点上游气膜出流、湍流度升高等因素的影响,而分离点下游区域内没有布置气膜孔,无气膜射流,因此叶片吸力面分离点下游区域的流动与换热不会受气膜出流影响。

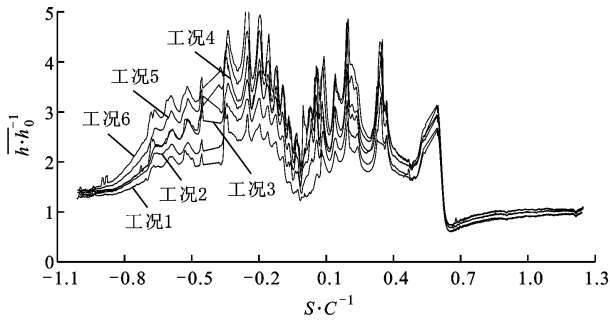


图 6 不同流量比下换热系数比平均值随 S/C 的变化

由图 7 可以看出,在实验的流量比范围内,换热系数比全表面平均值随流量比的增加单调增加,该现象与文献[10-11]在平板气膜和文献[6,12]在叶片气膜冷却与换热实验研究中得到的“在大流量比下气膜射流流量越大换热系数越高”的结论一致。在工况 1 下叶片表面换热系数全表面平均值仅为无气膜时的 1.62 倍,而在工况 6 下换热系数比全表面平均值升高到 2.4。

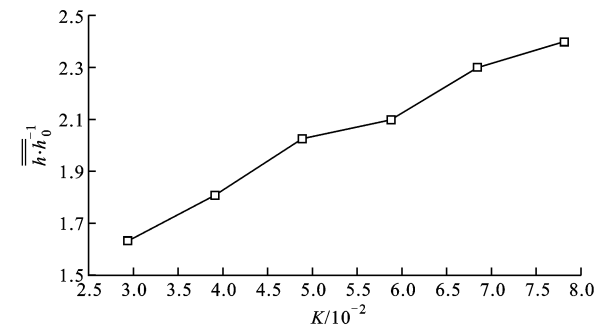


图 7 换热系数比全表面平均值随质量流量比的变化

2 结 论

为了深入了解带气膜导叶叶片的换热分布特性,为涡轮叶片设计提供参考,本文采用窄带液晶测量了无气膜孔叶片和带气膜孔叶片在不同流量比下的叶片表面换热系数分布,获得了详尽的换热系数分布云图及其平均值线图。通过对比分析,研究了气膜出流和流量比变化对叶片表面换热的影响。本文还测量了叶片表面的压力分布,计算了压力系数和速比系数。本文研究获得的主要结论如下。

(1)压力系数和速比系数的分布表明,吸力面中间区域存在逆压梯度,该区域内可能存在流动的分离与再附着;无气膜叶片吸力面的换热系数分布证明了在区域内确实存在流动的分离与再附着;气膜出流叶片吸力面的换热系数分布表明,气膜出流使得吸力面分离点提前,分离再附着的过渡区域缩短。

(2)压力面前缘及腮区密集的气膜出流改变了压力面的流动换热情况,与无气膜相比,压力面自前缘开始的换热系数降低变得缓慢,压力面换热系数整体大幅升高。

(3)吸力面前缘及其附近区域的气膜出流使该区域的换热增强,换热系数大幅升高,但吸力面分离点后区域的换热不受气膜出流影响。

(4)实验工况下,在受气膜出流影响的区域内,气膜出流流量比越大,换热系数越高;流量比变化对吸力面分离点后区域的换热没有影响。

参考文献:

- [1] WIEGHARDT K. Hot-air discharge for de-icing, FTS-919-Re [R]. Wright Field, USA; Air Mat. Com., 1946;1-44.
- [2] GOLDSTEIN R J. Film cooling [J]. Advances in Heat Transfer, 1971, 7(1):312-379.
- [3] BOGARD D G, THOLE K A. Gas turbine film cooling [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2):249-270.
- [4] LANDER R D, FISH R W, SUO M. External heat-transfer distribution on film cooled turbine vanes [J]. AIAA Journal of Aircraft, 1972, 9(10):707-714.
- [5] COLBAN W, GRATTON A, THOLE K A, et al. Heat transfer and film-cooling measurements on a stator vane with fan-shaped cooling holes [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1):53-61.

- [6] 朱惠人, 马兰, 许都纯, 等. 孔位对涡轮叶片表面气膜冷却换热系数的影响[J]. 推进技术, 2005, 26(4): 302-306.
- ZHU Huiren, MA Lan, XU Duchun, et al. Influences of position of hole-rows on film cooling heat transfer of turbine blade surface [J]. Journal of Propulsion Technology, 2005, 26(4):302-306.
- [7] 白江涛, 朱惠人, 张宗卫, 等. 叶片全表面换热系数和冷却效率的实验测量[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 92-97.
- BAI Jiangtao, ZHU Huiren, ZHANG Zongwei, et al. Measurements of heat transfer and film cooling effectiveness distribution on a vane using transient liquid crystal technique [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(11):92-97.
- [8] ZHANG L, HAN J C. Influence of mainstream turbulence on heat transfer coefficients from a gas turbine blade [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1994, 116(4): 896-903.
- [9] 朱惠人, 许都纯, 郭涛, 等. 来流湍流度及端壁效应对涡轮叶片上对流换热的影响[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 255-259.
- ZHU Huiren, XU Duchun, GUO Tao, et al. Influences of mainstream turbulence and end-wall effect on convective heat transfer of turbine blade [J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(3): 255-259.
- [10] HAY N, LAMPARD D, SALUJA C L. Effect of cooling films on the heat transfer coefficient on a flat plate with zero mainstream pressure gradient [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(1):105-110.
- [11] 朱惠人, 许都纯, 郭涛, 等. 气膜孔形状对排孔下游换热的影响[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 360-364.
- ZHU Huiren, XU Duchun, GUO Tao, et al. Effects of film cooling hole shape on heat transfer [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 360-364.
- [12] 梁卫颖, 周雷声. 涡轮静叶表面全气膜冷却换热实验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2009, 22(3):40-44.
- LIANG Weiyang, ZHOU Leisheng. Heat transfer experimental investigation on full film cooling of turbine vane surface [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2009, 22(3):40-44.

(编辑 荆树蓉)