

文章编号: 1000-8055(2010)10-2327-06

压气机转子叶片表面动态压力测量的探索

王庆伟, 刘 波, 侯为民, 薄相峰, 项效镭
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 将一个 Kulite 动态压力传感器埋入轴流压气机转子叶片 50% 叶高、25% 轴向弦长位置, 对该点吸力面动态压力进行了试验测量, 并与 CFD(计算流体动力学)数值模拟结果进行了对比, 为今后进一步测量转子表面静压分布和动态压力脉动积累了丰富的经验. 试验中数据采集系统固定在压气机转轴上随其一起旋转, 可以对压力信号直接进行采集、放大并存储. 结果表明: ①叶片表面静压试验测量值与计算结果吻合较好, 说明测量结果是可信的; ②可以成功地捕捉到转子叶片表面的非定常压力脉动, 测量点非定常压力脉动的周期与转子转动周期相同.

关 键 词: 压力传感器; 转子叶片; 静压; 非定常脉动; 试验测量

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Tentative research about pressure measurement on one point of compressor rotor blade surface

WANG Qingwei, LIU Bo, HOU Weimin,

BO Xiangfeng, XIANG Xiaorong

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A high response miniature pressure transducer was used for pressure measurement on the rotating blade suction surface of an axial compressor at 50% span, 25% axial chord, and the experimental data were compared with the CFD (computational fluid dynamics) numerically simulated results. During experiment, the data acquisition system was fixed on the rotor shaft, enabling to directly sample, amplify and store the pressure signals. The results show that the experimental data are credible, and the blade surface pressures of experimental data are in good agreement with simulation results. It can successfully acquired the unsteady pressure fluctuation of rotating blade surface. The period of pressure fluctuation is almost the same with the cycle time of compressor revolving.

Key words: pressure transducer; rotating blade; static pressure; unsteady fluctuation; experimental measurement

在压气机设计和实际工作中需要获取叶片表面静压分布数据以及非定常脉动的情况, 而测量压气机转子叶片表面的压力分布和动态压力脉动是测试技术上的一道难题. 国外许多学者通过在转子叶片表面埋入动态压力传感器测量转子叶片

表面的静压分布和非定常压力的脉动^[1-12]. 而国内在这方面的研究大都通过滑环、光电转换等方法将旋转件上物理量的信号过渡到静止仪器上, 这会使信号在传输过程中、在信号转换过渡到静止仪器的过程中使原有信号失真, 不能精确地测

收稿日期: 2009-09-08; 修订日期: 2010-03-12

基金项目: 国家自然科学基金(50476071)

作者简介: 王庆伟(1982-), 男, 黑龙江佳木斯人, 博士生, 主要从事气动热力理论与工程研究.

出叶片表面的静压分布和非定常脉动规律.

本文采用一种可存储的数据采集系统, 可以固定在压气机转轴上随其一同旋转, 通过在低速轴流压气机转子叶片 50% 叶高、25% 轴向弦长位置直接埋入一个动态压力传感器, 来测量该点吸力面的静压和非定常压力进行了试验测量, 为今后进一步测量转子表面静压分布和动态压力脉动积累了丰富的经验.

1 测量系统

1.1 轴流压气机试验台

该试验是在西北工业大学一单级低速轴流压气机试验台上进行的. 该轴流压气机设计转速为 3000r/min, 流量 5.97 kg/s, 总压升 1870Pa, 效率 0.875. 内筒直径 580 mm, 轮毂比 0.6, 叶顶间隙 1mm, 转子叶片 20 个, 静子叶片 23 个. 压气机是由一个 15 kW 三相交流电机驱动的, 通过一个 15kW 变频器来实现 0~3000 r/min 转速的调节. 通过移动压气机出口处尾锥的位置来改变出口截面积, 从而达到控制出口背压与压气机流量的目的. 该试验台对大气静压和静温、进口壁面静压、出口总压和静压等参数进行了测量, 通过这些参数的测量, 可以计算得到压气机的流量和总压升等性能参数.

1.2 传感器的选取与安装

该低速轴流压气机转子叶片表面压力变化范围不大, 在 -3500~3500 Pa (-0.5~0.5 PSI) 之间, 所以选用量程较小的美国 Kulite 公司生产的 LQ-062 动态压力传感器, 见图 1, 该传感器量程为 68.95 kPa (10 PSI), 灵敏度为 2.66 mV/kPa (18.318 mV/PSI), 响应频率 150 kHz, 试验表明在最高转速 3000r/min 时, 转子叶片表面非定常压力的脉动频率为 50 Hz 及其倍频, 因此传感器响应频率完全可以满足试验要求. 为了防止安装

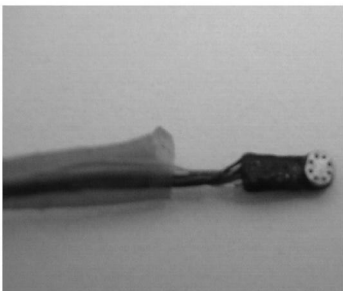


图 1 Kulite 压力传感器
Fig. 1 Kulite pressure transducer

和拆卸过程中传感器损坏, 先将压力传感器粘贴在保护套内, 然后再安装在叶片内. 保护套前方有一个 $\phi 2\text{ mm}$ 的孔用来安装压力传感器, 孔深 2 mm, 在保护套的另一端开 $\phi 0.8\text{ mm}$ 的孔来感受叶片表面压力, 见图 2. 本文沿叶片法线方向将保护套和传感器埋入在转子叶片 50% 叶高、25% 轴向弦长位置, 来测量该点叶片吸力面的压力, 安装时将叶片吸力面伸出的保护套一端打磨光滑, 使其与叶片表面齐平, 见图 3.

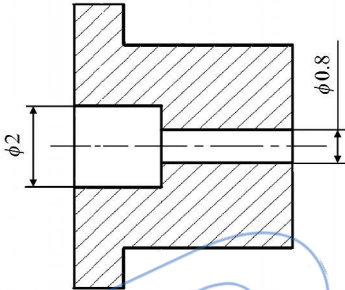


图 2 保护套示意图
Fig. 2 Guarding sheath

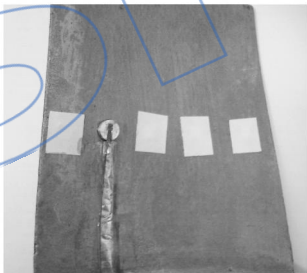


图 3 传感器的安装
Fig. 3 Fixing of transducer

1.3 数据采集记录器

图 4 为试验中信号采集选用的记录器, 该记录器系统电路由信号调理电路、A/D (analog/digital) 转换模块、定时器模块、USB (universal serial BUS) 通信模块、存储器模块及优盘读数模块构成. 该记录器采样频率为 100 kHz, 采样精度为 12 位, 采样幅度 0~5 V, 放大倍数为 186 倍, 存储容量为 1 G, 温度工作范围为 -40~70 $^{\circ}\text{C}$, 传感器采用 5V 供电. 触发器采用光电式触发器, 只要将触发红外光对准记录器就可以进行数据采集. 试验时, 记录器固定在风机进口转轴上, 随风机一同旋转, 见图 5. 压力传感器信号线沿叶片压力面表面向下穿过轮毂连接到记录器上, 在旋转过程中, 记录器就可以对传感器传出的电信号直接进行采集、放大, 并存储到存储器中, 停车时, 再通过 USB 数据线将存储的数据传送到计算机中. 这样

就避免了压力由取压管传送到传感器, 再将传感器传出的信号过渡到外界静止采集系统过程中引起的信号损失, 增加了采集数据的精确度和可靠性. 信号线的布置对压力面的流动有一定的影响, 由于试验中测量的是吸力面表面的压力, 吸力面与下一个叶片的压力面组成一个流场通道, 因此试验中忽略了信号线的布置对吸力面流场通道的影响.

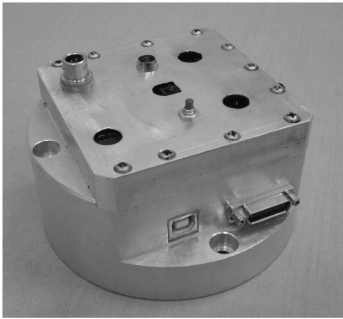


图 4 数据采集记录器
Fig. 4 Data logger

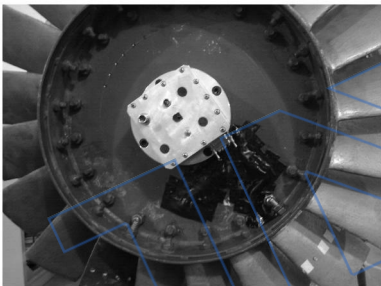


图 5 记录器的安装
Fig. 5 Fixing of data logger

2 结果分析

图 6 给出了压气机在转速 n 分别为 3 000, 2500, 2000, 1500, 1000r/min 条件下的总压升-流量特性分布试验结果与数值计算结果的对比图. 本文用 Numeca 软件来对轴流压气机内部三维流场进行定常计算. 计算模型为单通道. 计算中采用中心差分格式, 并结合 Spalart-Allmaras (S-A) 湍流模型来求解 Navier-Stokes 方程. 在转/静交界面选用混合平面模型. 网格采用 H-O-H 型网格, 转子和静子通道网格数在轴向×径向×周向分别为 $137 \times 61 \times 33$. 边界条件: 进口给定外界大气总温、总压, 进气方向为轴向; 出口给定平均背压; 轮毂、叶片、机匣等固壁上给定绝热无滑移边界条件. 从特性分布可以看出, 除转速 3 000 r/min 靠近喘振点一段小流量范围外, 试验结果与数值计

算结果吻合较好, 压气机总压升特性曲线走向和趋势基本一致, 并且试验喘振点流量与计算结果的判断也基本相同. 在转速 3 000 r/min 近喘振点时, 压气机试验台振动较大, 对压气机性能产生较大影响, 这可能是导致压气机总压升试验结果比计算值小的主要原因.

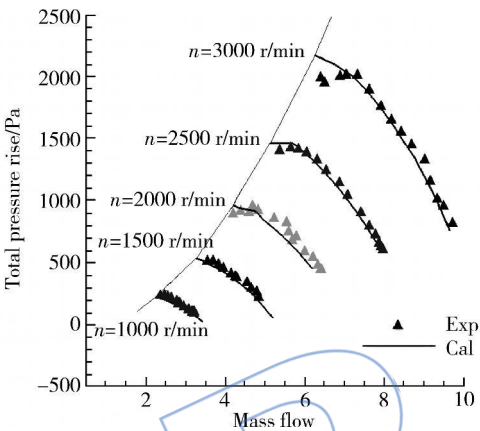


图 6 总压升-流量特性图
Fig. 6 Total pressure rise mass flow curves

2.1 转子叶片表面静压测量结果与分析

为了尽可能地保证试验的准确性和采集精度, 在试验之前对整个采集系统进行了静态标定, 图 7 为采集系统静态标定示意图.

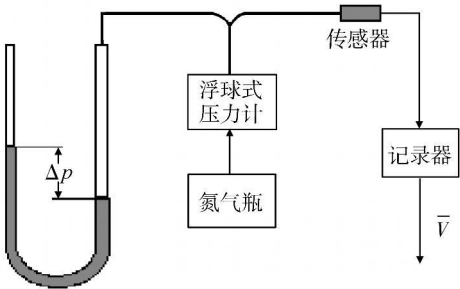


图 7 采集系统静态标定示意图
Fig. 7 Sketch of static calibration

本文使用氮气瓶作为气源, 气体通过浮球式压力计输出标准压力, 三通管一端的 U 形管作为输出压力的参考, 另一端的压力传感器将感受到的压力转换成电压值, 再由记录器采集、放大、存储, 最后将采集到的数据进行平均即可得到该压力下相应的平均电压值, 得到输入压力与输出电压的关系. 整个标定步骤进行多次测试, 最后将记录结果取平均值. 图 8 为该采集系统输入压力与输出电压关系图, 从图中可以看出输入的压力和输出的电压都基本成线性关系, 说明该采集系统

具有良好的线性特性。

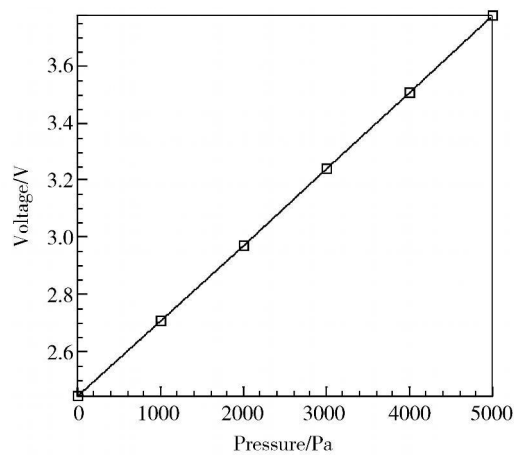


图 8 采集系统静态标定
Fig. 8 Results of static calibration

试验过程中为了尽量消除变频电机和变频器的干扰,采取了电机外壳接地、信号线屏蔽、传感器正负电源供电来等措施来屏蔽干扰信号.为了消除外界环境压力、温度变化对测量结果的影响,在一天中选取压力与温度比较稳定的时间段来进行试验测量. Kulite 传感器采集的是动态压力信号,叶片表面的静压的计算公式如下:

$$\bar{p} = \frac{\sum_{i=0}^{n-1} p^i}{n} \quad (1)$$

为了尽量减小误差,整个试验过程重复做了 5 次,最后取 5 次测量结果的平均值. 文献[1, 2, 9~11]通过将动态压力传感器直接埋设在转子叶片表面来测量压力,证明了本文方法的可行性. 通过调节压气机出口尾锥的位置,分别对转速 $n=2500, 2000, 1500, 1000\text{r/min}$ 不同流量工况下叶片表面静压进行了测量,图 9~ 图 12 分别为转子叶片表面压力试验测量结果与 CFD(计算流体动力学)数值计算结果的对比. 从图中可以看到,在同总压升的工况下,叶片表面压力试验测量值与计算结果吻合较好. 在转速 n 为 2000r/min 和 1000r/min 时试验测量值与 CFD 模拟结果基本相等,差值在 $\pm 70\text{Pa}$ 之间,相对于试验结果叶片表面压力的相对误差约为 $\pm 0.07\%$. 而在 n 为 2500r/min 和 1500r/min 时试验与数值计算结果间存在着一定的差值,但也都在 $\pm 250\text{Pa}$ 之间,相对误差约为 $\pm 0.25\%$. 经过与计算结果的对比参考,进一步证明了本文对转子叶片表面静压的测量方法是成功的,测量结果是可信的. 在试验过程中,由于压力传感器本身的温度、零点漂移,外界

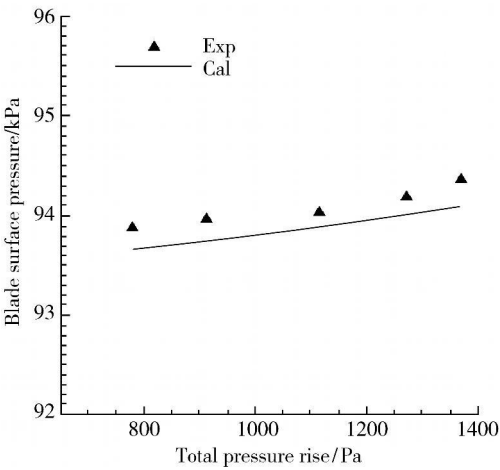


图 9 2500 r/min 叶片表面压力
Fig. 9 Static pressure under 2500r/min

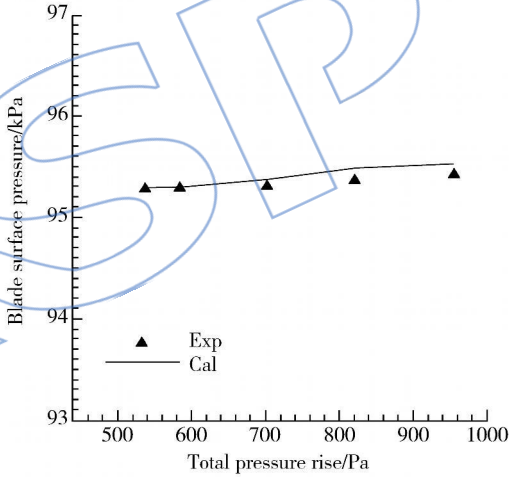


图 10 2000 r/min 叶片表面压力
Fig. 10 Static pressure under 2000 r/min

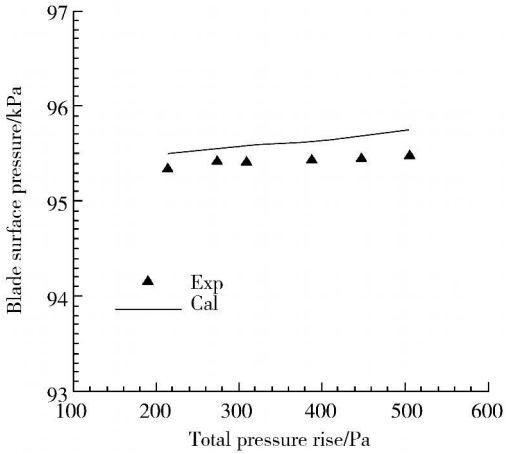


图 11 1500 r/min 叶片表面压力
Fig. 11 Static pressure under 1500 r/min

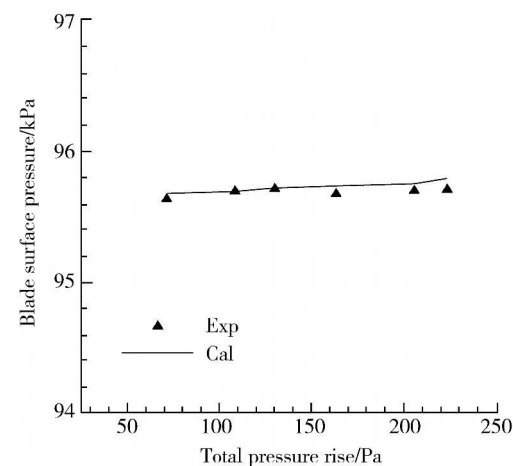


图 12 1000 r/min 叶片表面压力

Fig. 12 Static pressure under 1000 r/min

环境的变化、试验台的振动等等一些原因,使得测量结果存在着一定的误差,再者,CFD 计算本身存在着一定的误差.正是由于上述原因,使得试验结果和 CFD 计算值存在着一定的差值.

2.2 转子叶片表面非定常压力脉动

叶轮机械的内部流动的本质是非定常的,非定常瞬态压力是由时均量和脉动量组成的,为了便于分析叶片表面的非定常压力脉动,将动态压力传感器采集的非定常瞬态压力信号中的时均量去除,只观察和分析其脉动量,公式为: $\tilde{p} = p - \bar{p}$, 其中 $\tilde{p}$ 为压力脉动量, p 为非定常瞬态压力, $\bar{p}$ 为时均压力. 由于动态压力传感器本身存在着噪声,为了减小噪声对试验结果的影响,通过软件对 500 Hz 以上的频率进行了低通滤波. 试验结果表明在最大转速为 3000 r/min 时,叶片表面非定常压力脉动频率也就是 50 Hz 及其倍频,因此对 500 Hz 以上的频率进行滤波对测量结果影响很小.

图 13 为 $n=3000$ r/min 压气机近设计点试验测量结果的时域图和频谱图. 其中频谱图中横坐标频率和纵坐标压力脉动分量是根据快速傅里叶变换(FFT)得到的. 从中可以看到,叶片该点处的压力脉动具有明显的周期性,其脉动幅值约为 230 Pa,波形的周期约为 0.02 s,正好是压气机转子转动一周的时间. 从频谱图中可以看到,在频率为 50, 100, 150, 200, 250 Hz 等处脉动幅值较大,其中在 50 Hz 处脉动幅值最大,这说明叶片表面的非定常脉动频率主要是 50 Hz 及其倍频. 另外还可以看到在周期性波形中还夹杂着一些脉动分量,说明压气机流场的非定常压力脉动是比较复

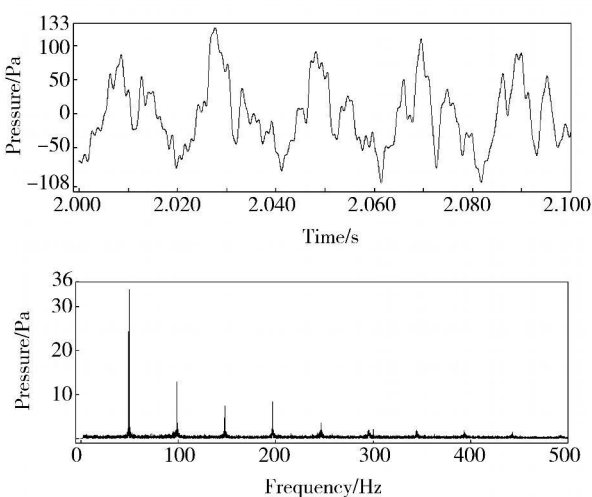


图 13 近设计点时域与频谱图

Fig. 13 Time domain waves and frequency spectral curves near design point

杂的. 正是由于压气机流场复杂的非定常特性,以及试验测量系统中存在系统误差,使得时域图中的每个周期的波形有着略微的差别.

造成转子叶片表面非定常压力脉动的原因是比较复杂的. 由于该轴流压气机转子与静子间的轴向间距约为转子 50% 叶高处弦长的 1.68 倍,轴向间距较大,同时由于试验测量点位于叶片 25% 轴向弦长位置处,靠近动叶前缘,因此动叶后方的静子叶片对测量点的非定常干扰影响很小. 由于试验台进口整流罩长度较短,并且整流罩同心度有一定的偏差,使得进口来流经过整流罩整流后并不是“理想”的均匀;同时由于试验条件限制,该试验台动平衡并不是很好,开车时有轻微振动,也使得来流进入到转子叶片时不均匀. 正是由于以上两种主要原因,使得压气机转子进口气流并不均匀. 由于气流本身的黏性、二次流以及间隙泄漏流等原因,在无任何外界扰动的情况下压气机内的流场也是非定常的,因此,在无外界扰动的情况下,造成本文中转子叶片表面非定常压力脉动的主要因素是前方进口来流不均匀以及压气机流场流动自身造成的,其脉动频率与压气机转速有关.

3 结 论

本文将一个 Kulite 动态压力传感器直接埋入压气机转子叶片 50% 叶高、25% 轴向弦长位置,对该点吸力面表面压力进行了试验测量,为今后进一步测量转子表面多点的静压分布和动态压力脉动积累了经验,初步得到以下结论:

1) 通过对整个测量系统的静态标定,得到了输入压力与输出电压的函数关系式,为试验测量数据的处理提供了可靠依据,保证了试验测量的精度;

2) 在同总压升的工况下,叶片表面静压试验测量值与计算结果吻合较好,说明转子叶片表面静压的测量方法是成功的,测量结果是可信的;

3) 转子叶片表面测量点的非定常压力脉动频率与压气机转速有关,压力脉动周期与转子转动的周期相同。

参考文献:

- [1] WANG Zhiqiang, HU Jun, WANG Yingfeng, et al. Effect of upstream rotor on aerodynamic force of downstream stator blades [J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 23(2): 94-101.
- [2] Maeda T, Kawabuchi H. Surface pressure measurement on a rotating blade of field horizontal axis wind turbine in yawed condition [J]. JSME International Journal Series B, 2005, 48(1): 156-163.
- [3] Hudson S T, Zoladz T F, Dorney D J. Rocket engine turbine blade surface pressure distributions: experiment and computations [J]. Journal of Propulsion and Power, 2003, 19(3): 364-373.
- [4] Douglas M B, Sanford F. Rotor blade unsteady aerodynamics at high loading including dynamic stall [R]. AIAA-2002-3637, 2002.
- [5] Sieverding C H, Arts T, Denos R, et al. Measurement techniques for unsteady flows in turbomachines [J]. Experiments in Fluids, 2000, 28(4): 285-321.
- [6] Ainsworth R W, Miller R J, Moss R W, et al. Unsteady pressure measurement [J]. Measurement Science and Technology, 2000, 11(7): 1055-1076.
- [7] Greg M, Patrick R. Unsteady aerodynamics in transonic compressor rotor blade passages [R]. AIAA 98-3897, 1998.
- [8] Hiroshi K, Tim L, J Mitch W. Experimental and theoretical frequency response of pressure transducers for high speed turbomachinery [R]. AIAA-1998-3745, 1998.
- [9] Lizet T. A comparison of the calculated and of experimental off design performance a radial flow turbine [R]. AIAA-92-3069, 1992.
- [10] 宋更生, 陈康民, 杨树柏, 等. 离心风机旋转叶片表面压力分布试验研究与三元数值分析 [J]. 华东工业大学学报, 1995, 17(1): 59-66.
SONG Gengsheng, CHEN Kangmin, YANG Shubai, et al. The experimental research of the pressure distribution and numerical analysis by using the 3d flow theory on the blade surface of a rotating centrifugal fan [J]. Journal of East China University of Technology, 1995, 17(1): 59-66. (in Chinese)
- [11] 陈红勋. 旋流泵叶轮内部旋转流场的测试 [J]. 农业机械学报, 1996, 27(4): 49-54.
CHEN Hongxun. Measurement of rotating flow field within vortex pump impeller [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 1996, 27(4): 49-54. (in Chinese)
- [12] 杨树柏, 宋更生, 林俊, 等. 旋转叶轮机械内部流场光电测试系统研制 [J]. 华东工业大学学报, 1997, 19(2): 44-45, 51.
YANG Shubai, SONG Gengsheng, LIN Jun, et al. The design of an optoelectronic pressure measuring system for the measurement of the internal flow field in a rotating fan [J]. Journal of East China University of Technology, 1997, 19(2): 44-45, 51. (in Chinese)