

文章编号: 1000 8055(2008)09 1707-06

叶片数对微型斜流叶轮性能的影响

陈 杰, 黄国平, 梁德旺, 刘玉石

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 采用计算流体力学软件 NAPA 对叶片数不同的跨声微型斜流叶轮流场、性能进行了模拟, 研究表明随着叶片数的增加, 叶片载荷减小, 叶背分离减小, 叶片通道内流动改善, 但叶片进口低压区域占叶片通道的比例增大, 当叶片数增加到一定程度时主叶片不能全程加载。随叶片数的增加叶轮工作特性曲线左移的同时先上移后下移, 通过与常规离心压气机最佳叶片数研究结果的对比表明, 低雷诺数、微尺度效应及叶片占通道比例大使所研究微型斜流压气机的最佳叶片数略低于已有经验。

关 键 词: 微型斜流叶轮; 叶片数; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Effects of blade number on performance of micro slope impeller

CHEN Jie, HUANG Guoping, LIANG Dewang, LIU Yushi

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The results of a study for identifying optimum blade number of a transonic micro slope impeller with splitters were presented. An in-house developed Navier-Stokes flow code was applied to the study. By increasing the blade, the blade load and separation on suction surface was decreased, and the internal flow was improved, but the low pressure zone was expanded in the entryway. In the event of excessive number of the blades, the full blade cannot work from the leading edge to the trail edge. Along with the augment of the blade number, the impeller performance curves move up and then down. As compared with the experience gained in the study of normal centrifugal compressor, the optimal blade number of the micro impeller is lesser. The lower Reynolds number, the effects of micro-scale and the biggish relative thickness of blade are contributing factors to produce the difference in optimal blade number.

Key words: micro slope impeller; blade number; CFD (computational fluid dynamics)

20 世纪 90 年代中期, 人们开始了微型涡轮发动机(Micro turbine engine)的研究^[1], 并且兴趣越来越浓厚^[2]。作为微型涡轮发动机主要部件之一, 压气机有着举足轻重的作用。相对轴流式压气机而言, 离心式或斜流式压气机具有单级增压比高、结构简单、稳定工作范围大、长度较小、制造简单以及成本低等优点, 并且其流量小的特点在

微型涡轮发动机上已不是缺点, 所以目前国内外各级别微型涡轮几乎都采用了离心式^[3]或斜流式^[4]压气机。

高压比的压气机性能受多种因素的影响, 其中叶片数对压气机整体性能的影响非常大。国内外有许多与离心压气机叶片数相关的研究^[5-9], 其中有些研究得出了最佳叶片数的计算公式:

收稿日期: 2007 09 16; 修订日期: 2007 11 24

作者简介: 陈杰(1980-), 男, 江苏泰州人, 博士生, 主要从事微型发动机叶轮机械气动热力学方面研究。

NASA 采用的离心压气机最佳叶片数公式为

$$z = 62 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cos \frac{\beta_{1A} + \beta_{2A}}{2}^{[7]} \quad (1)$$

Rodger 在采用一维摩擦损失模型的方法得到了最佳叶片数

$$Z = 25 \cos \beta_2 / N_s^{[8]} \quad (2)$$

参考文献[9]中还给出了一种简单的最佳叶片数公式

$$Z = (90 + \beta_A) / 2 \quad (3)$$

为了提高新一代 MTE 的性能,必须提高微型压气机的转速,增大压比,这样势必导致压气机中跨声速流动的出现,导致激波损失;同时,由于强度和制造等原因,与常规离心机相比,微型离心机的叶片厚度等几何参数不能够同比缩小,而且微型压气机内流动有着微尺度、低雷诺数的特点,不能够简单参考常规压气机经验公式选择微型跨声斜流压气机的最佳叶片数,所以有必要专门研究叶片数对跨声微型斜流压气机性能影响,找出跨声微型斜流压气机最佳叶片数以及确定方法,这能对微型斜流压气机的设计提供有益的参考.本文采用数值方法对一台直径为 84 mm 的微型压气机叶轮的最佳叶片数进行了研究.

1 数值计算方法简介

本文数值模拟工具使用的是南京航空航天大学自主研发的三维流场计算软件 NAPA,该软件可模拟宽广速度范围内的三维复杂流动,空间上采用 MUSCL, Jamson(矩阵人工粘性)和 AUSM+ 格式,时间上使用 Runge-Kutta 多步显示格式或 LU-SSOR 隐式格式,另有隐式残值光顺,多重网格,当地时间步长和多层网格加密等加速收敛技术,拥有 4 类 30 余个具有不同适用范围的湍流模型.本文工作控制方程采用三维湍流 N-S 方程,湍流模型为改进的 Baldwin/Lomax 模型.作者采用该软件对德国 Krain 叶轮的流场性能计算表明,网格密度合适时计算结果与实验结果定性一致,特性线(图 1)偏差小于 5%.

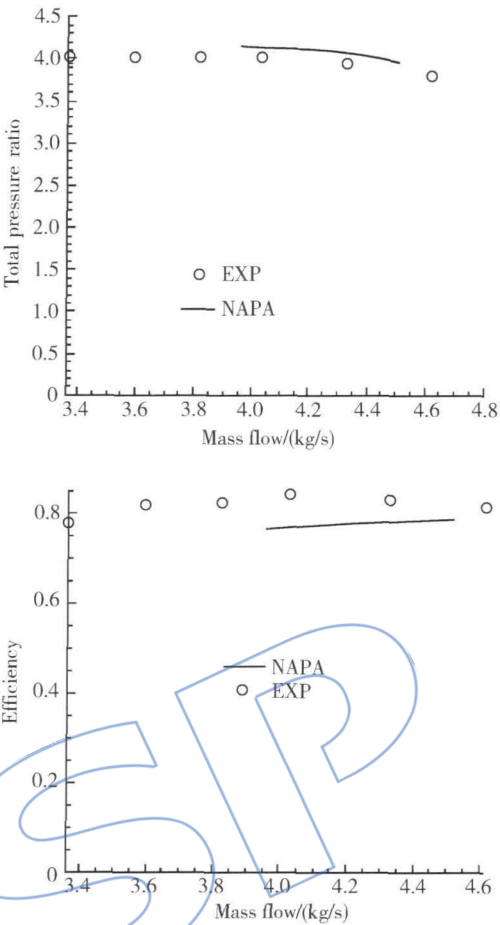


图 1 Krain 叶轮设计转速特性
Fig 1 Performance map of Krain impeller

2 叶轮设计方案与计算网格

本文的研究对象是一跨声微型斜流压气机叶轮,这是一个带分流叶片的半开式叶轮.其主要参数如下:设计转速 125 000 r/min,无量纲比转速 $N_s = 0.98$,进口叶尖直径 $D_{IT} = 53.7$ mm,进口叶根直径 $D_{IH} = 16$ mm,出口直径 $D_2 = 84$ mm,进口叶尖叶片角为 -6° ,叶片后弯角 30° ,出口斜流角 20° .本文首先对采用已有经验公式计算的最佳叶片数的叶轮进行流场性能的对比分析,然后在选择的范围内进行更为细致的对比研究,表 1 给出了本文所研究的叶轮方案.

表 1 叶轮方案
Table 1 Blade number of each case

第一轮方案				第二轮方案			
叶轮编号	FI14	FI22	FI30	SI16	SI18	SI20	SI24
叶片数	14	22	30	16	18	20	24
参考公式	式(1)	式(2)	式(3)	自主选取方案			

本文数值模拟所使用网格是由自主开发的微型离心/斜流压气机设计程序自动生成,该网格为 H 型分块结构化网格,计算区域为主叶片压力面至相邻主叶片吸力面的叶片通道,分流叶片处于计算域中部,同时叶轮的导流锥也包括于计算域之中。

网格疏密度对计算结果有着一定程度的影响,而且网格数量决定了计算速度,因此本文首先对计算网格进行了选取。采用网格数约为 36×10^4 , 40×10^4 , 57×10^4 , 88×10^4 以及 140×10^4 的五种网格对 FI14 进行数值模拟,以根据计算结果选择合适的网格数。

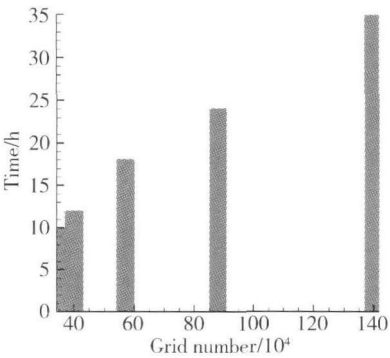


图 2 各网格所需计算时间
Fig. 2 Time vs. grid node number

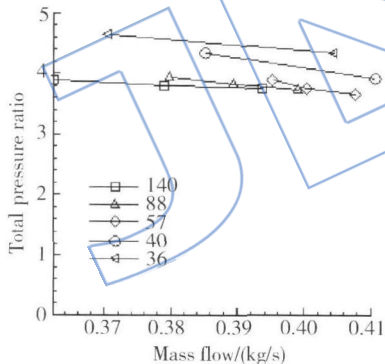


图 3 压比-流量曲线
Fig. 3 Total pressure ratio vs. mass flow

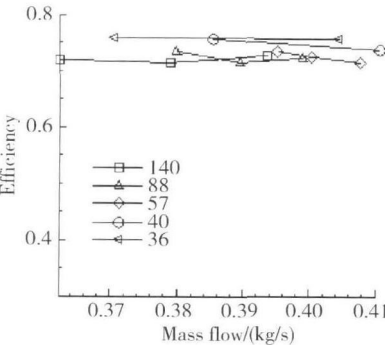


图 4 流量-效率曲线
Fig. 4 Efficiency vs. mass flow

图 2 表示各网格计算一个工况需要的时间,时间随网格数变化的趋势基本上成呈线性分布。图 3、图 4 分别给出了各网格计算所得流量-压比曲线和流量-效率曲线,随着网格的加密两曲线均有下降趋势,随着网格数的增加特性曲线的变化幅度越来越小。综合计算精度与计算时间本文选取网格数为 88×10^4 的网格为下文研究使用网格。

3 不同叶片数跨声微型斜流叶轮性能的对比如分析

对一台压气机叶轮,如果叶片数太少,摩擦损失小,但是当量扩张角大,分离损失大,二次流损失严重,效率低;反之,如果叶片数太多,分离和二次流减小,但是摩擦损失大、堵塞严重、压比和效率低。可见,叶片数过多或过少压气机的性能都会显著下降,也就是说压气机存在最佳叶片数,本文在这部分将寻求所研究叶轮的最佳叶片数。

3.1 叶片数的初步选择

本节对所参考的已有最佳叶片数公式得出的叶轮方案 FI14, FI22, FI30 进行了流场性能的对比,分析了叶片数对性能影响的流动机理,并初步确定了最佳叶片数所在范围。

图 5 和图 6 直观地表示了接近设计流量(相差不超过 3%)时 FI14, FI22, FI30 的压比和效率。FI22 的压比最高,FI14 对应的压比最低,FI14 和 FI22 的效率接近,较 FI30 高。下面将详细分析这 3 个方案的流场,分析叶片数对性能影响的流动机理。

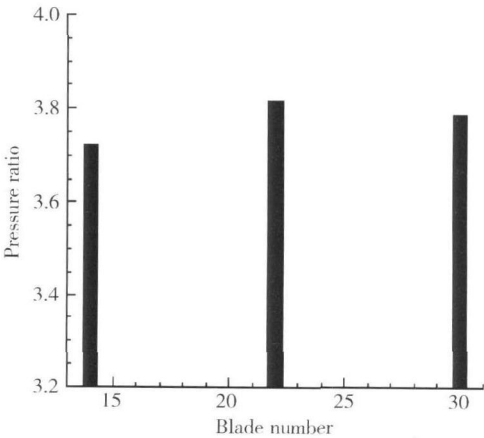


图 5 各方案压比
Fig. 5 Total pressure ratio of each case

图 7、图 8、图 9 是叶片 FI14, FI22 和 FI30 叶轮 50% 叶高位置 S_1 流场。叶片数为 14 时在主叶片和分流叶片吸力面尾部出现了严重的附面层分离,低速区很大,分离区域内有严重的涡流,导致

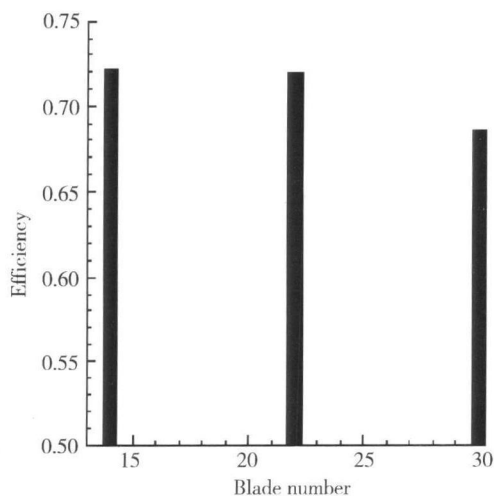


图 6 各方案效率

Fig. 6 Efficiency of each case

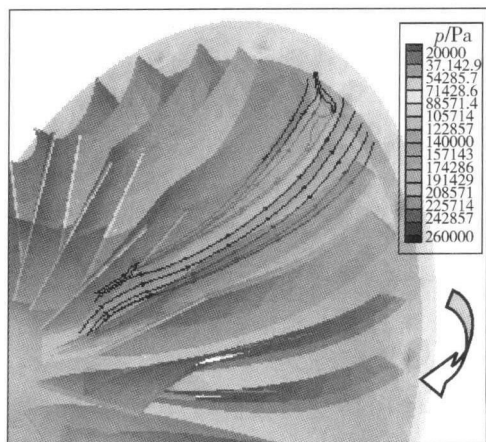


图 9 FI30 叶轮 50% 叶高处流场

Fig. 9 Flow field at blade span 50% of FI30 impeller

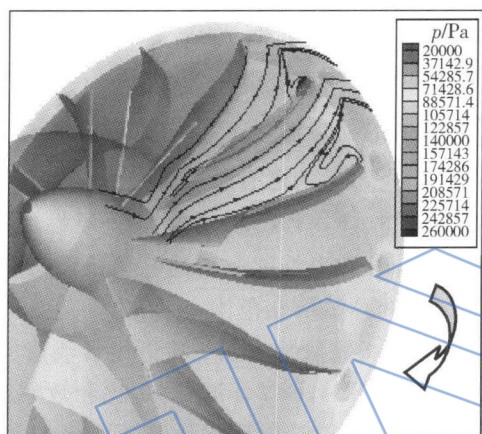


图 7 FI14 叶轮 50% 叶高处流场

Fig. 7 Flow field at blade span 50% of FI14 impeller

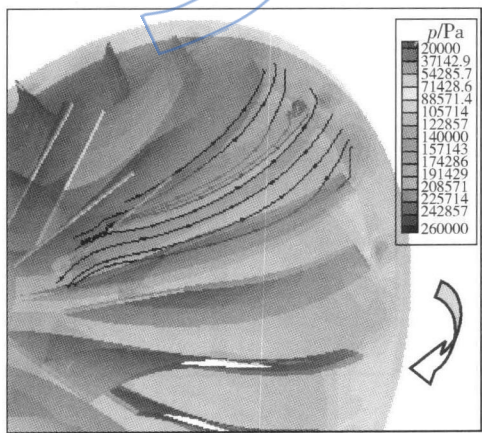


图 8 FI22 叶轮 50% 叶高处流场

Fig. 8 Flow field at blade span 50% of FI22 impeller

出口流场恶化. 随着叶片数的增加, 叶片对气流的约束增强, 吸力面附近的气流分离区逐渐减小, 叶片通道内流动逐渐变得顺畅, 甚至在 FI30 主叶片

吸力面与分流叶片压力面所形成的通道内分离完全消失. 但随着叶片数的增加主叶片进口段低压高速区在叶片通道周向所占比例逐渐增大, 在 FI30 叶轮进口段低压高速区占满了主叶片压力面到吸力面的空间, 这也造成了 FI30 主叶片压力面压力沿流向变化剧烈, 增加了流动损失.

图 10 给出了 50% 叶高处主叶片表面压力流向分布, 随着叶片数的增加主叶片载荷降低, 流向压力分布更不均匀, 压力面上的流向压力分布变化非常剧烈, 甚至在 FI30 主叶片子午流向 20% ~ 40% 区域内压力面的压力低于了吸力面, 即 FI30 的有效加载在叶片后段 60% 的区域实现. 所以叶片数增多叶片载荷下降时压力面局部流向逆压力梯度反而有所增加, 增加了流动损失.

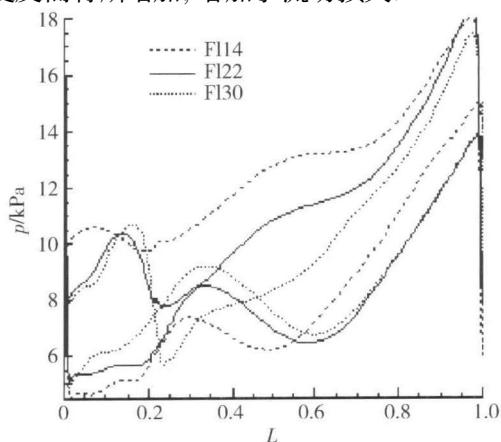


图 10 50% 叶高主叶片表面压力流向分布

Fig. 10 Pressure distribution along stream on full blade surface at 50% span

综上所述, FI22 流场比较好, 叶片载荷不大而且自叶片进口到出口载荷分布较为均匀, 这些都使得 FI22 流动损失小, 效率较高.

3.2 叶片数的优选

3.1 节的研究表明 FI14, FI22 的流场、性能较好, 所以本节增加 SI16, SI18, SI20, SI24, SI26 的方案进行进一步研究, 这里只给出各方案的性能曲线的对比分析而流场分析不再给出。

图 11、图 12 分别给出了本文所研究各叶轮方案的总压比-流量和效率-流量曲线, 随着叶片数的增加总压比-流量曲线、效率-流量曲线都有着先上移后下移的趋势, 这表示从特性线高低的角

度看叶片数存在着唯一最佳值, 的压比和效率曲线在所研究方案中都是最高, SI18 的特性曲线略低于 SI20 但其堵塞流量比较大, 因此在堵塞裕度满足要求时叶片数 20 可作为本文研究微型叶轮的最佳叶片数, 否则可选 18 作为叶轮的叶片数, 叶片数 18 或 20 都略小于式 (2) 的结果。

式(2) 是 Rodger 采用根据一维损失模型以叶轮效率最高为目标所得, Rodger 所考虑的损失中对摩擦损失效率影响最大, 总摩擦损失为: $0.0625 C_f / \lambda N_s^2 (Z + 1/N_s (0.1 - 0.025 Mu)) (1.0 + 3 \cos \beta_2 N_s^2)$ (其中 $C_f = 0.046/Re^{0.2}$, $Re = U_2 b_2 / \nu \approx 1 - 0.003Z / \cos \beta_2$), 定性来说随着雷诺数 Re 的减小摩擦损失增加而减小叶片数 Z 可以减小摩擦损失, 可是 Re 和 Z 对总摩擦损失的影响程度相差甚远, 而且 Z 的减小会造成另一重要损失—载荷损失的线性增加, 所以在 Rodger 的叶片数公式中未考虑进雷诺数的影响在一般情况下是合理的, 但是本文所研究的微型叶轮 $Re = 1.5 \times 10^5$ 比 Rodger 研究中 $Re = 5 \times 10^5$ 小得多, 同时微尺度流动中粘性影响更为显著, 随雷诺数减小摩擦损失增大会更快, 这是微型压气机最佳叶片数小于 Rodger 叶片数公式结果的原因之一。通流系数 $\lambda = 1 - 0.003Z / \cos \beta_2$ 中 0.003 表示了叶片占通道的比例, 相当尺寸范围内的常规离心叶轮中该数值基本保持不变, 但在微型压气机中, 由于叶片强度以及工艺的限制叶片厚度不能随着离心叶轮的微型化而同比减小, 所以微型离心叶轮中叶片占通道的比例大幅度上升, 从而增加了总摩擦损失, 叶片数的减小也可以缓解叶片占通道比例增大而引起的损失增大。

4 结 论

在微型涡轮发动机领域内, 微型离心/斜流压气机是一个重要的研究内容, 根据本文在叶片数对跨声微型斜流压气机叶轮性能影响方面所做工作, 得到以下结论:

- 1) 随着叶片数的增加, 叶片载荷减小, 叶背分离减小, 流动改善, 但叶片进口低压区域占叶片通道的比例增大, 而且当叶片数增加到一定程度时主叶片不能全程加载;
- 2) 随着叶片数的增加, 叶轮的堵塞流量减小, 压比-流量、效率-流量曲线先上升后下降, 本文中设计转速下工作特性线最高的是叶片数为 20 的叶轮;
- 3) 本文所研究跨声微型斜流叶轮的最佳叶

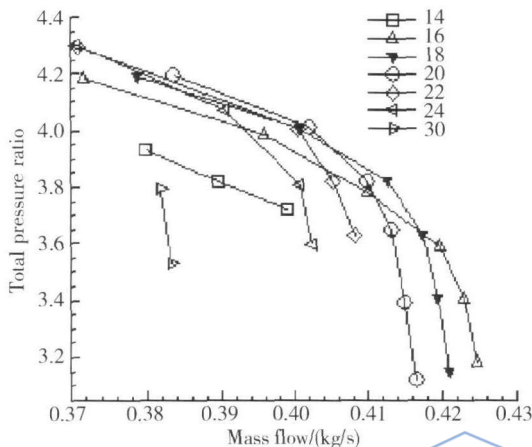


图 11 总压比-流量曲线

Fig. 11 Total pressure ratio vs. mass flow

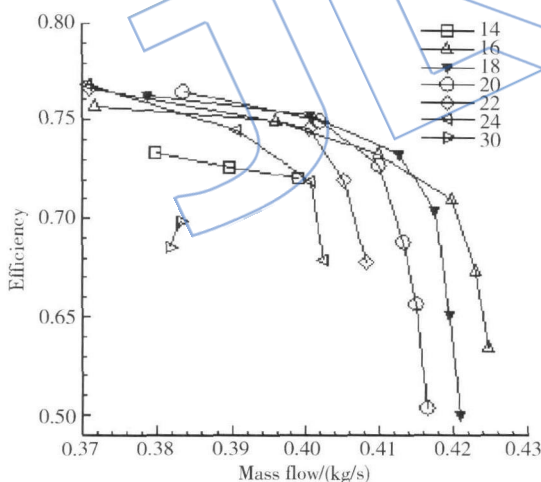


图 12 效率-流量曲线

Fig. 12 Efficiency vs. mass flow

由图 11、图 12 还可以发现, 随着叶片数的增加特性曲线都向小流量方向移动, 而且一定范围内堵塞流量下降的幅度和叶片数增加的幅度基本上呈线性关系, 但是当叶片数增大到一定程度后, 堵塞流量降低的变化率就越大, 如果叶片数再继续增加甚至会导致堵塞边界小于设计流量。SI20

片数略小于 Colin Rodgers 最佳叶片数公式的结果,而微型化所引起的流动特征尺寸小、雷诺数小以及叶片占通道的比例大是形成差异的原因。

在叶片数对微型压气机性能影响的方面,还有很多有待深入分析研究的内容,例如:叶片数对尾迹的影响、对激波的影响、对气体泄漏的影响、对附面层-激波干扰的影响以及对涡结构的影响等等,随着微型发动机研究的发展,这些方面将会逐步得到深入的研究。

参考文献:

- [1] Epstein A H. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines[R]. Atlanta: Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, No. GT-2003-38866.
- [2] Gerendás M. Development of a very small aer engine [R]. Munich: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, No. 2000 GT-0536.
- [3] 陈杰, 黄国平, 梁德旺. 微型离心压气机叶轮设计与性能数值分析[R]. 太原: 推进系统气动热力学第十届学术交流会议, 2005.
- [4] Harris M M, Jones A C, Alexander E J. Miniature turbor jet development at hamilton sundstrand the TJ-50, TJ-120 and TJ-30 turbojets[R]. AIAA 2003, No. 2003-6568.
- [5] 罗晟, 蔡兆麟. 变叶片数和长短叶片结构对离心叶轮内三维粘性流场的影响[J]. 风机技术, 2000, (6): 3-6.
LUO Sheng, CAI Zhaolin. Changing blade number and long short blade structure to the effect of 3-D viscous flow field in centrifugal impeller[J]. Compressor Blower and Fan Technology, 2000, (6): 3-6. (in Chinese)
- [6] 刘瑞韬, 徐忠. 叶片数及分流叶片位置对压气机性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(2): 223-225.
LIU Ruitao, XU Zhong. Effect of blade number and splitter blade position on the performance characteristic of the compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(2): 223-225. (in Chinese)
- [7] Galvas M R. Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed[R]. NASA TN D. 6729, 1972.
- [8] Rodgers C. Effects of blade number on the efficiency of centrifugal compressor impellers[R]. Munich, Gerny: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, 2000 GT-455, 2000.
- [9] 徐忠. 离心式压缩机原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.