

过渡流道径向长度对离心泵水力性能的影响

赵万勇,张甜甜

(兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050)

摘要:为研究过渡流道径向长度对离心泵水力性能的影响,建立了4种不同径向长度的过渡流道模型,并借助ANSYS软件对离心泵进行了全流场的数值模拟。根据数值模拟结果,对比分析了泵外特性曲线和设计工况下过渡流道内部的流动状态。研究表明:额定工况及小流量工况下,径向长度对离心泵外特性的影响不大,但在大流量工况下,随着长度的减小,离心泵的扬程和效率均有所降低;过渡流道径向长度为510和610 mm的离心泵,扬程与效率的波动不大;过渡流道扩散段内部的回流和漩涡较为明显,且小径向长度过渡流道扩散段内部的回流和漩涡更为明显。

关键词:蜗壳式多级离心泵;过渡流道;径向长度;水力损失;湍动能

中图分类号:TH311

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2020.01.011

[引用本文格式]赵万勇,张甜甜.过渡流道径向长度对离心泵水力性能的影响[J].热能动力工程,2020,35(1):70-75. ZHAO Wan-yong, ZHANG Tian-tian. Effects of crossover structural parameter on the performance of centrifugal pump[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(1): 70-75.

Effects of Crossover Structural Parameter on the Performance of Centrifugal Pump

ZHAO Wan-yong, ZHANG Tian-tian

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, China, Post Code: 730050)

Abstract: To explore the effect of the radial length of crossover on the performance of a centrifugal pump, based on ANSYS software, centrifugal pumps with different radial length of crossover are simulated. According to the results of numerical simulation, the characteristic curves of pump and internal flow state of the crossover are analyzed in this paper. The research results show that the change of the radial length of crossover has little effect on the performance of the centrifugal pump under the condition of small flow. Under the design case and the large flow condition, with the decrease of the radial length of crossover, the hydraulic loss of crossover becomes more serious. The head and efficiency vary little for the centrifugal pump with radial length of the crossover between 510 mm and 610 mm. Energy performance of single volute pump is better than that of double-volute pump. The backflow and whirlpool of diffuser become evident, and more noticeable for that with a short crossover.

Key words: volute-type multi-stage pump, crossover, radial length, hydraulic loss, turbulent kinetic energy

收稿日期:2019-03-18; 修订日期:2019-06-20

基金项目:甘肃省自然科学基金(1308RJZA271)

Fund-supported Project: Natural Science Foundation of Gansu Province(1308RJZA271)

作者简介:赵万勇(1962-),男,甘肃武威人,兰州理工大学教授, E-mail: zhaowy@lut.cn.

通讯作者:张甜甜(1990-),女,甘肃庆阳人,兰州理工大学硕士研究生, E-mail: 1204625691@qq.com.

引言

蜗壳式多级离心泵以其高效区域宽、振动和噪声小以及装配方便等^[1]优点被广泛应用于油气储运、矿山排水和民用高层给水等方面。过渡流道作为将流体从上一级叶轮出口输送到下一级叶轮入口的重要过流部件,其结构参数对离心泵水力性能的影响是个值得研究的问题。

过渡流道发展之初,只是简单地将上一级蜗壳与下一级吸入室用大回路圆管衔接,衔接处用法兰或焊接;后来,为了使结构紧凑,逐渐减小过渡流道的径向长度;最后,随着铸造技术的提高,将过渡流道与泵壳铸为了一体,减小了外形尺寸,减少了密封面,并方便设计成双蜗壳结构以平衡径向力。但过渡流道径向长度的减小,致使流道内的流动状况变差,且铸造难度增大。针对此问题,Val S. Lobanoff等人^[2]用这3种形式的过渡流道匹配同一台泵进行了试验。但是由于条件的限制,并未进一步探究过渡流道内部的流动状态。

因此,本文运用 FLUENT 软件分析过渡流道径向长度对其内部流场的影响,为进一步改善过渡流道内的流动不稳定状况提供一定的理论依据。

1 研究对象

1.1 离心泵结构参数

以 HD400-160×2 型石油化工流程泵^[3]为研究对象,其过流部件包括半螺旋形吸水室、首级叶轮(双吸结构)、次级叶轮(单吸结构)、压出室(双蜗壳单出口型式)和过渡流道(双蜗壳式)5部分。模型泵的主要设计参数为:设计流量 $q_v = 400 \text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H = 320 \text{ m}$,效率 $\eta = 76\%$,转速 $n = 2\,950 \text{ r/min}$;主要几何参数为:泵进口直径 $D_s = 200 \text{ mm}$,泵出口直径 $D_d = 150 \text{ mm}$;首级叶轮进口直径 $D_0 = 176 \text{ mm}$,出口直径 $D_1 = 368 \text{ mm}$,出口宽度 $b_1 = 30 \text{ mm}$,叶片数 $Z_1 = 5$;次级叶轮进口直径 $D_2 = 190 \text{ mm}$,出口直径 $D_3 = 358 \text{ mm}$,出口宽度 $b_2 = 31.5 \text{ mm}$,叶片数 $Z_2 = 5$;蜗壳基圆直径 $D_3 = 390 \text{ mm}$ 。

运用 Pro/E 软件对所有过流部件单独建模、组装得到整个流域模型。为使流体充分发展,减小进出口边界对泵内部流动的影响,提高计算的准确性,对模型泵进出口管路进行适当延长^[4]。

1.2 不同径向长度过渡流道模型设计

如图1,设过渡流道外侧点到旋转轴中心最远的距离为径向长度 L 。

目前,过渡流道仍没有一套成熟的设计方法。过渡流道可看成是一个将蜗壳与半螺旋吸水室用空间扭曲流道连接起来的过流部件,即由蜗壳、过渡段和吸水段3部分组成。参考已有性能较好的过渡流道,并结合蜗壳与半螺旋形吸水室的设计方法^[5]设计了4个径向长度为620、520、420和370 mm的过渡流道,分别对应方案I~方案IV。过渡流道设计过程中,蜗壳出口均保持一定长度的直扩散段;A、B和C断面的面积相等,且尽可能使得过水断面面积均匀地变化。

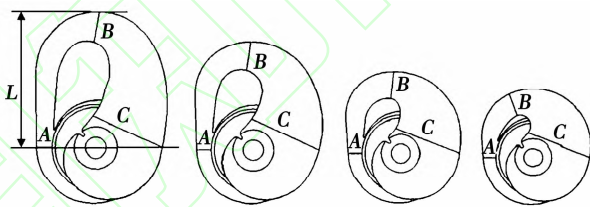


图1 不同形式的过渡流道

Fig. 1 Three different crossover configurations

2 数值模拟

2.1 网格划分

运用 ICEM 网格划分软件进行计算域的离散。由于网格质量及网格密度对计算结果精度有影响,即网格数不同,计算结果也就不同^[6]。因此,在各计算域网格质量均大于0.3,近壁面 Y^+ 控制在30~500范围内的前提下,对网格数进行了无关性检验。对比了4套不同网格密度下泵扬程的预测值,如表1所示。由表1可以看出:当网格数大于1100万后,扬程的波动较小,并综合考虑计算效率,最终确定网格总数为1105464。原模型各过流部件的网格数:吸水室为1105464,首级叶轮为2390886,次级叶轮为2541032,压出室为2177041,过渡流道为2279941。不同方案下,半螺旋形吸入室、首级叶轮、次级叶轮和压出室的网格质量和网格数目保持不变,而过渡流道网格划分时保持全局网格尺度和边界网格尺度相当,以排除网格对计算结果的影响。4个方案过渡流道的网格数依次为2497158,2500458,2318692和2125895。图2为方案III过

渡流道三维模型及全流道网格划分。

表 1 网格无关性分析

Tab.1 Mesh independence analysis

网格数	扬程/m
9 099 382	324.84
9 722 406	326.44
11 105 464	328.47
11 441 590	328.77

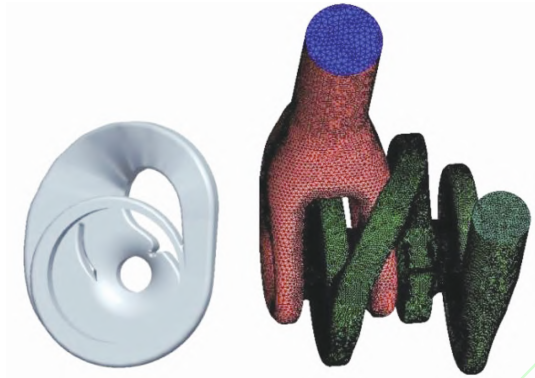


图 2 方案 III 过渡流道三维模型和全流道网格划分

Fig.2 Model and mesh generation of crossover in Scheme III

2.2 模拟设置

由于 realizable $\kappa - \varepsilon$ 湍流模型引入了与旋转和曲率有关的内容,能较好地处理旋转均匀剪切流、管道内流动以及带有分离的流动,因此选用该模型封闭时均 N - S 方程组^[7]。采用 SIMPLEC 算法求解压力和速度的耦合方程,泵的进口为速度进口,出口为自由出流,固体壁面采用无滑移条件,在壁面区域采用标准壁面函数。在不同计算域间设置交界面,保证数值传递的连续性。

2.3 试验验证

将模型泵试验得到的部分性能数据与数值模拟结果进行对比,如图 3 所示。由图 3 可知,数值模拟值比试验值高,且流量 - 扬程曲线偏差较小,流量 - 效率曲线有一定偏差,这是由于数值模拟只是计算了水力效率,并未考虑摩擦损失、机械损失和容积损失等因素。总体而言,数值模拟和试验所得到的性能曲线的变化趋势一致,且各点误差结果均在 5% 以内,这充分说明本研究所采用的计算方法具有较高的可靠性。

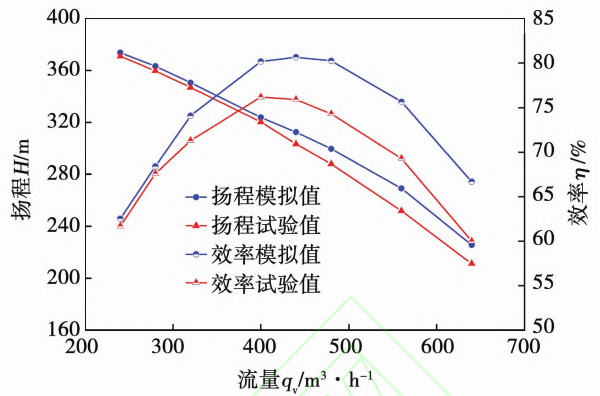


图 3 试验及数值模拟外特性曲线对比

Fig.3 Comparison of performance curve between experiment and numerical calculation

3 不同径向长度过渡流道对泵性能的影响

3.1 外特性曲线

在相同设置条件下,通过对所选离心泵进行流场模拟,预测了 4 个过渡流道径向长度下泵的水力性能,如图 4 所示。

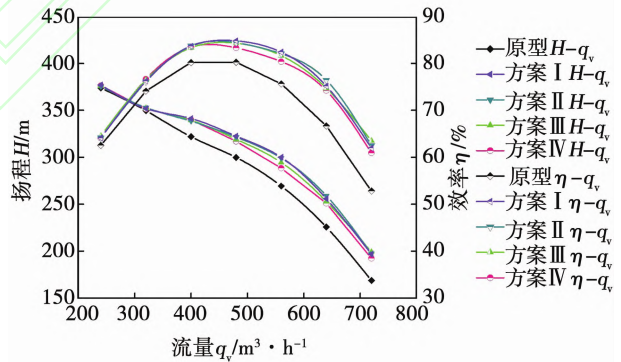


图 4 不同方案下的外特性曲线对比

Fig.4 Comparison of performance curve between different schemes

较原模型相比,4 个设计方案下的扬程和效率均比原模型泵的高。就方案 IV 而言,过渡流道的径向长度与原模型泵的径向长度相当,但是扬程和效率仍高于原型泵的扬程和效率。这是由于方案 IV 过渡流道的设计中,在蜗壳段之后设计了直扩散段,而对于原模型,流道在蜗壳段之后就在径向平面内弯曲,使从蜗壳流出的高速流被迫改变方向,导致流场不均匀,耗散能量。取原模型和方案 IV 过渡段中间同一相对位置的过流断面,并对断面上的流线分布

进行分析,如图 5 所示。由图 5 可看出,原模型断面上有漩涡出现,几乎占据了断面的一半,而方案 IV 断面上的流场分布较均匀,这说明采用单蜗壳式过渡流道时,离心泵的内部流动状态比采用双蜗壳时过渡流道的好。

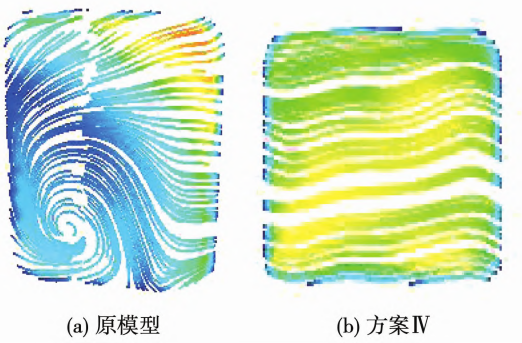


图 5 中间同一相对位置过流断面上的流线分布
Fig. 5 Streamline distribution of middle section of crossover

对比各方案的性能曲线可以看出,最高效率点附近,大径向长度过渡流道的泵扬程与效率比小径向长度过渡流道高;但方案 I 和方案 II 的扬程和效率相差不大。这是因为首级叶轮出口与次级叶轮入口之间的距离是一定的,径向长度的增加使得流道内部的流体空间偏转变缓,使得流体有足够的空间平稳流动。但是径向长度 L 增大到一定值之后,轴向的偏转程度足够地缓慢,进而对流动影响不大。而且实际应用中,过渡流道径向长度越大,流道越长,则摩擦损失也就越严重。可见,径向长度并不是越大越好。

图 6 为 Val S. Lobanoff 等学者基于实验得到的离心泵性能曲线。实验离心泵的基本参数:额定流量为 $272.5 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程为 0.1016 m ,额定转速为 $3550 \text{ r}/\text{min}$ 。过渡流道径向长度从小到大依次对应模型 1 ~ 模型 3。由图 6 可知,在设计工况及大流量工况下,随着过渡流道径向长度的减小,离心泵的扬程和效率有所降低,且模型 3 比模型 1 的最高效率点低 4%;而小流量工况下,随着过渡流道径向长度的增加,离心泵的扬程和效率有所减小。对比图 4 和图 5,发现在小流量工况下,模拟与试验的结果有一定的偏差。这是由于小流量工况下,摩擦损失在水力损失中所占比例增大,而数值模拟却未考虑此点。而设计工况和大流量工况下,模拟与试验呈现

出的变化趋势一致,即随径向长度的减小,泵的扬程和效率均降低。

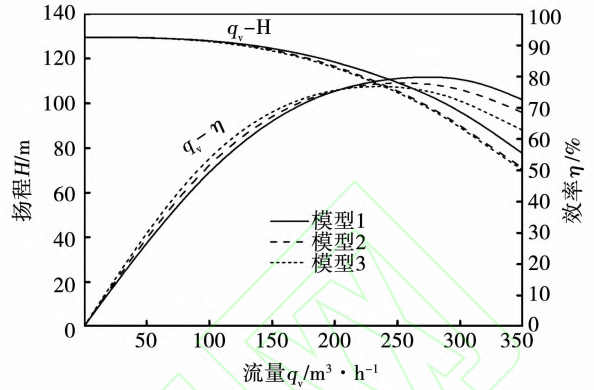


图 6 试验性能曲线

Fig. 6 Performance curve on experiment

3.2 水力损失

现定量分析各设计方案下过渡流道的水力损失。根据式(1)求得其水力损失。

$$\varepsilon = \frac{p_{in} - p_{out}}{\rho g} \quad (1)$$

式中: ε —过渡流道水力损失, m; p_{in} —过渡流道进口总压, 即首级叶轮出口总压, Pa; p_{out} —过渡流道出口总压, 即次级叶轮进口总压, Pa; ρ —水的密度, kg/m^3 。

由表 2 可知,随着径向长度的减小,过渡流道的水力损失增大,进一步说明了过渡流道径向长度与离心泵的性能有极大关系。

表 2 过渡流道水力损失

Tab.2 Hydraulic loss of crossover

方案	进口总压 p_{in} / MPa	出口总压 p_{out} / MPa	水力 损失 ε / m
I	1.888	1.883	1.301
II	1.875	1.849	3.491
III	1.904	1.867	3.795
IV	1.892	1.853	3.995

3.3 过渡流道内部流态

由上述分析可知,在设计工况点附近,随着径向长度的增大,过渡流道内部的水力损失越严重,离心泵的性能越差。为了更进一步分析这种变化的机理,分别对过渡流道内部流线分布、压力分布及湍动

能分布进行分析。

3.3.1 流线分布

图 7 为设计工况下,不同径向长度过渡流道中的流线分布图。由图 7 可以看出,蜗壳内的流线与轮廓基本一致,但随着流道过流断面面积的增大、流道的扭曲,过渡段与次级吸入室内的流线不再与轮廓保持一致,出现了紊乱现象,尤其小径向长度的过渡流道内最为明显。这是由于长流道给予了流体充分发展的空间,允许其将速度能逐渐地转换为压力能,且流道曲率小,流体缓慢地按流道的形状流动,使得流动稳定、漩涡少;而随着半径的减小,流道变短,流道曲率增大,导致流体流动方向改变加剧,致使流动紊乱,漩涡多。就流线的分布情况来看,流线在外壁面处分布密集且与外壁轮廓一致,而内壁面处稀疏且有漩涡,即流线在小曲率处分布密集,大曲率处分布稀疏。

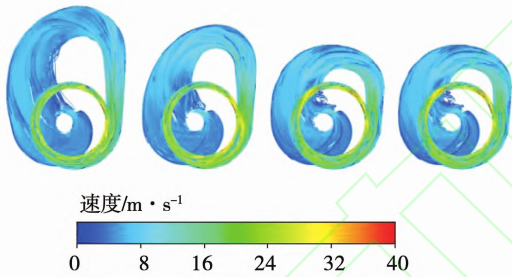


图 7 过渡流道的流线图

Fig. 7 Streamline distribution of crossover

3.3.2 压力分布

图 8 为设计工况下,4 个方案中过渡流道壁面的压力分布图。

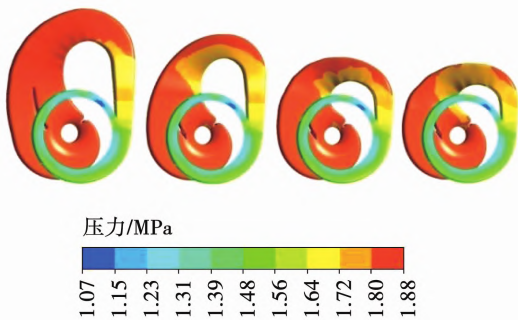


图 8 过渡流道的静压分布

Fig. 8 Static pressure distribution of crossover

从图 8 可以看出,蜗壳内的压力分布相似,这是由于泵设计参数未变化,所以 4 个方案中蜗壳的几何参数都相同,且蜗壳出口设计了足够长度的直扩散段,使得蜗壳内的流动未受到影响。流体在转弯处被迫改变流动方向,在惯性作用下冲击外壁面,导致外壁面压力高于内壁面的压力^[8]。随着径向长度的增大,流道内压力分布更均匀。

3.3.3 湍动能分布

图 9 为设计工况下,4 个方案中过渡流道的湍动能分布云图。从图 9 中可以看出,湍动能主要发生在蜗壳和过渡段内,蜗壳内的湍动能主要是由于叶轮内流出的高速流体在蜗壳内汇集时冲击所致,而过渡段内的湍动能是流道过流断面面积的逐渐增大与空间偏转形成的。过渡段中,流体在靠近曲率小的壁面即外壁面处流动,致使靠近内壁面压力小,易出现回流和漩涡,造成湍动能。在轴向弯曲处湍动能值最大,这是由于流体被迫轴向偏转时,流体的惯性作用使得流体冲击左壁面造成的。随着径向长度的增大,湍动能峰值和面积均有所减小,且不稳定区域离次级叶轮入口位置渐远。

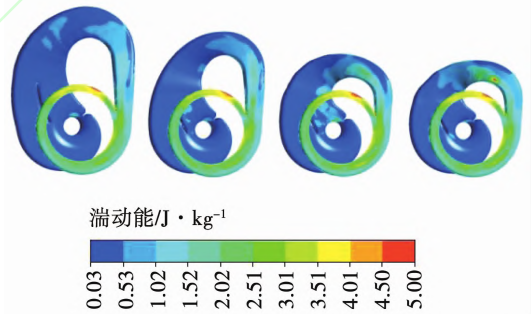


图 9 过渡流道湍动能分布

Fig. 9 Turbulence kinetic energy of crossover

4 结 论

(1) 在设计工况点附近,随着径向长度的增大,过渡流道内部的水力损失越严重,离心泵的性能越差。但当径向长度增大到一定值,径向长度对流动的影响不明显。

(2) 过渡段内部回流和漩涡较为明显,轴向转弯处湍动能值出现局部增大现象,且小径向长度过渡流道更为明显。

(3) 蜗壳出口设计直扩散段对流道内流动的稳

定性起到重要作用。

参考文献:

- [1] 齐兴佩. 多级泵两种不同导流机构的性能比较[J]. 流体机械, 1994, 22(3): 43 - 45.
Qi Xing-pei. Performance comparison of two different training institutions of multistage pump[J]. Fluid Machinery, 1994, 22(3): 43 - 45.
- [2] Lobanoff V S, Ross R R. Centrifugal pumps design & application [M]. Second edition. Houston: Gulf Publishing Company, 1992: 65 - 76.
- [3] 刘宜, 陈文鹏, 肖丽倩, 等. 不同叶片数对低比转速离心泵压力脉动的影响[J]. 兰州理工大学学报, 2016, 42(3): 62 - 66.
LIU Yi, CHEN Wen-peng, XIAO Li-qian, et al. Impact of number of blade on pressure fluctuation in low-specific-speed centrifugal pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2016, 42(3): 62 - 66.
- [4] 杨从新, 贾程莉, 程效锐, 等. 导叶周向布置位置对核主泵性能的影响[J]. 兰州理工大学学报, 2015, 41(5): 54 - 58.
YANG Cong-xin, JIA Cheng-li, CHENG Xiao-rui, et al. Influence of position of circumferentially disposed guide vane on performance

of coolant pump of nuclear reactor[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2015, 41(5): 54 - 58.

- [5] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
GUANG Xing-fang. Modern pump theory and design [M]. Beijing: China Astronautic Publishing House, 2011.
- [6] 纪兵兵, 陈金瓶. ANSYS ICEM CFD 网格划分技术实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012.
JI Bing-bing, CHEN Jin-ping. Detailed examples of meshing technology for ANSYS ICEM CFD[M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2012.
- [7] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
WANG Fu-jin. Computational fluid dynamics analysis-CFD program principle and application [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [8] 罗梯乾. 流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
LUO Ti-qian. Fluid dynamics [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2007.

(丛敏编辑)

(上接第 55 页)

- [9] LIUL, ZHOU D, LIU H, et al. Numerical Investigations of Tangential Direction Cooling in the Intermediate Pressure Cylinder (IPC) [C]//ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- [10] SUNC, ZHOU D, ZHU X, et al. Steam Flow and Heat Transfer in the Intermediate Pressure Cylinder of the Ultra-Supercritical Steam Turbine [C]//ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 2018.
- [11] 杨强生. 高等传热学[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.
YANG Qiang-sheng. Advanced heat transfer [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2001.
- [12] EL-OUNZ B, OWEN J M. Pre-swirl blade-cooling effectiveness in an adiabatic rotor-stator system [C]//ASME 1988 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, 1988.
- [13] GEIST, DITTMANN M, DULLENKOPF K. Cooling air tempera-

ture reduction in a direct transfer preswirl system[J]. Journal of engineering for gas turbines and power, 2004, 126(4): 809 - 815.

- [14] 朱晓华, 刘高文, 刘松龄, 等. 带盖板的预旋系统温降和压力损失数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2498 - 2506.
ZHU Xiao-hua, LIU Gao-wen, LIU Song-ling, et al. Numerical studies of temperature drop and pressure loss in a cover-plate pre-swirl system [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2498 - 2506.
- [15] 王锁芳, 朱强华, 栾海峰, 等. 高位预旋进气转静盘腔换热实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1216 - 1221.
WANG Suo-fang, ZHU Qiang-hua, LUAN Hai-feng, et al. Experimental study on heat transfer in rotor-stator cavity with high-positioned pre-swirl inflow [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(8): 1216 - 1221.

(姜雪梅编辑)