

轴流压气机非轴对称轮毂造型对间隙流控制研究

米攀 楚武利 张皓光 王维

(西北工业大学 动力与能源学院 陕西 西安 710072)

摘 要: 对带静子间隙的单级轴流压气机进行了全三维数值模拟。流场分析表明静子间隙泄漏流在通道端壁区引起较大的流动分离。为控制流动损失,对静子轮毂进行了非轴对称造型。造型后的压气机总性能得到改善。流场分析表明:非轴对称端壁造型改变了壁面静压分布,改善了间隙泄漏流在通道内的流动结构,消除了通道出口处的回流损失区,使压气机总压比增加,等熵效率提高 0.9%。

关 键 词: 轴流压气机;非轴对称端壁;间隙泄漏流;等熵效率

中图分类号:TK474.8;O242 文献标识码:A

引 言

非轴对称端壁造型技术在近几年已成为叶轮机械气动热力学的研究热点之一,主要是利用端壁的局部凹凸结构来控制壁面附近的气流流动结构,减小流动损失。该技术涡轮设计中的有效性已得到了国内外学者的证实,在压气机中的应用研究则是最近几年才展开。国外学者对非轴对称端壁造型在压气机内的应用已做了部分实验及数值模拟研究^[1-4]。国内学者则采用三角函数方法设计的非轴对称端壁结构^[5-6],提高了亚音速轴流压气机的效率。关于非轴对称端壁造型的大部分研究是用于控制角区分离或角区失速,文献[7]中利用轴对称端壁造型对转子间隙泄漏流进行了有效控制,使压气机级效率提高了 0.8%。本研究针对静叶间隙泄漏流引起的流动损失,利用非轴对称端壁造型对其进行控制,以研究非轴对称端壁造型对间隙流的流动控制机理,可为端壁造型的设计提供参考。

1 研究对象

以西北工业大学单级轴流压气机为研究对象,

其基本设计参数如表 1 所示。为了便于更换机匣进行不同转子叶顶间隙的实验,该压气机采用分环式设计,使得静子与轮毂间存在一个大小为 1.0 mm 的叶顶间隙。由于该压气机级完备的试验数据测试于 53.5% 设计转速,故数值模拟和试验对比在 53.5% 设计转速下进行。

表 1 基本设计参数

Tab. 1 Basic design parameters

	数值
设计点流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	5.6
设计点增压比	1.245
设计转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	15 200
转子进口外径/mm	298
静子出口外径/mm	295.2
轮毂直径/mm	182
轮毂比	0.61
动子叶片数目/个	30
静子叶片数目/个	44
转子叶顶间隙/mm	0.3

2 数值模拟方法

利用 AutoGrid5 模块进行计算网格的划分,转子采用 H-O-H 结构化网格,动叶贴体网格数为 $33 \times 73 \times 209$,叶顶间隙设置 13 个节点。静子采用 C 型网格,贴体网格数为 $17 \times 17 \times 145$,叶顶间隙设置 21 个网格节点,单级网格总数 126 万。为了尽量捕捉壁面附近流动情况, y^+ 值取 1,网格质量较好。图 1 给出了该单级压气机的网格示意图。文献[8]中卢新根对该轴流压气机转子进行了数值模拟,经验认为总数约 61 万的网格已经达到了网格无关性

收稿日期:2011-06-24; 修订日期:2011-09-29

基金项目:2010 年度高等学校博士学科点(博导类)专项科研基金资助项目(20106102110023),国家自然科学基金资助项目(51006084),陕西省自然科学基金资助项目(2011JQ7018)

作者简介:米攀(1985-),男,四川广安人,西北工业大学硕士研究生。

的要求,且通过 Baldwin - Lomax、Spalart - Allmaras 以及 $\kappa - \varepsilon$ 湍流模型的综合分析对比认为 Spalart - Allmaras 湍流模型不但保证了计算精度,而且计算效率较高。因此,本研究沿用 S - A 模型进行数值计算,空间项采用有限体积二阶迎风格式,时间项采用四阶显式 Runge - Kutta 法求解。并采用多重网格、局部时间步长及隐式残差光滑等措施来加速收敛,以提高计算效率。进口边界条件给定总温、总压、轴向进气。转速为 53.5% 设计转速,转/静交接面采用混合面模型,固体壁面采用绝热无滑移边界条件,出口边界条件设定为平均静压,通过调节出口静压来逼近数值边界点,数值发散前的最后一个工况对应数值近失速点。

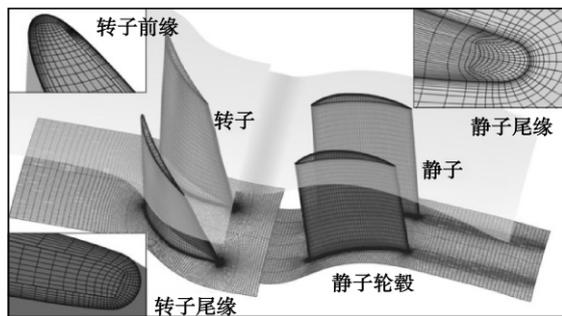


图 1 计算网格示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the calculation grid

3 整体性能

图 2 对比了原始轴对称端壁结构压气机总性能的数值计算结果和实验测量结果,计算得到的等熵效率要比实验值大,分析误差原因在于:实验中压气机的等熵效率是通过测量压气机流量和扭矩进行迭代计算得到的,测量过程中会引入部分误差;同时数值计算中几何因素(流道、叶型真实几何与设计几何的偏差,转子设计间隙与实际运行间隙的偏差)、数值计算格式、动静交界面的处理和湍流模型的选取等也会影响数值计算与实验的准确性。整体上计算结果和实验结果的变化趋势是一致的,且计算得到总压比分布特性与实验值测量很接近,其中最大误差为 0.2%。数值计算中对压气机的堵塞流量和近失速流量的预测比较准确。

除了比较总性能之外,选取图 2 中质量流量 $m = 2.85 \text{ kg/s}$ 的近失速工况点,对其基元性能进行了比较。图 3 给出静子进口和出口绝对总压沿叶高分布的实验测量结果与计算结果,从图中可以看到静

子进出口总压的实验测量值与计算值基本一致,总体上可以认为数值计算模型合理、流场分析结果是可信的。

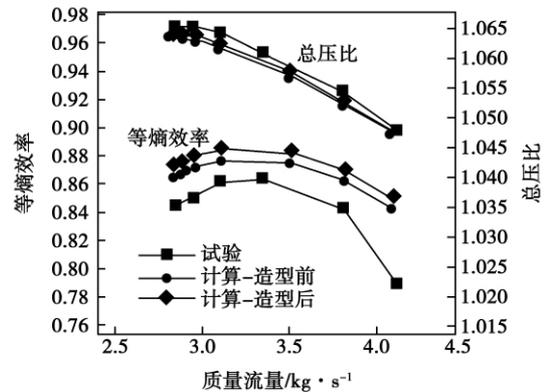


图 2 压气机特性图

Fig. 2 Chart showing the characteristics of a compressor

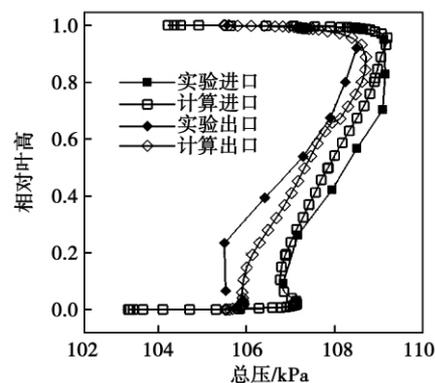


图 3 静子进/出口总压沿径向分布

Fig. 3 Distribution of the inlet/outlet total pressure in a stator along the radial direction

在以上计算模型合理的基础上对静子轮毂进行非轴对称端壁造型,并采用了相同的模板进行网格结构划分及相同的计算边界条件,以消除不同网格拓扑结构及边界条件带来的误差。

4 非轴对称端壁造型方法

图 4 给出了参数化后静子轮毂端壁控制参数分布示意图,进口边界和出口边界确定了端壁造型范围,在通道内垂直于轴向方向截取 3 条控制线,每条线上等间距分布 4 个参数点,每条控制线上两个端点的参数变化一致,这样整个静子轮毂端壁由 9 个自由参数控制,给定参数径向变化范围为 ± 0.7

mm。每个控制参数按离散层取样方式在其约束范围内分4个区域进行取值,采用B样条曲线对控制点进行拟合,得到不同的端壁结构。在实验设计部分,对近失速工况($m = 2.85 \text{ kg/s}$)进行数值计算,通过改变控制参数的径向值得到30个样本。由于全部优化过程的计算周期较长,所以数值计算研究仅进行了实验设计部分,通过对比分析30个样本的等熵效率与内部流场结构,选出相对较好的几何造型进行分析,由于没有进行后期的优化设计,所以该造型结构不一定是最佳的。

图5给出了该最优非轴对称结构的网格示意图及轮毂半径变化值的分布云图,在叶片吸力面25%左右轴向弦长位置A处静子轮毂半径最大突起0.65 mm,在相同轴向位置通道内靠近压力面的B处端壁最大下凹0.37 mm。在70%左右轴向弦长位置靠近压力面附近C处有0.41 mm左右的局部突起而在吸力面D处轮毂壁面最大下凹0.6 mm。

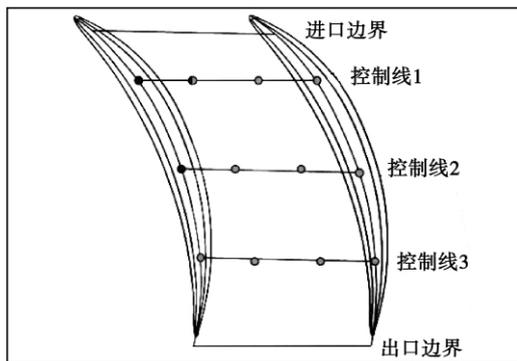


图4 端壁控制参数分布示意图

Fig. 4 Schematic drawing showing the distribution of the end wall control parameters

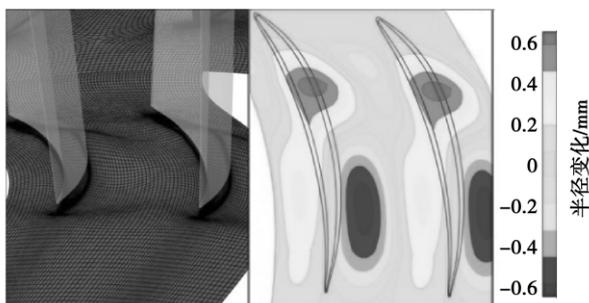


图5 非轴对称端壁网格示意图及半径变化云图

Fig. 5 Schematic drawing of a non-axisymmetric endwall grid and atlas showing the radius variation

对该压气机结构进行特性线计算,在图2中给

出了端壁造型后压气机级的整体性能,由于该单级压气机属于转子叶尖失速型,静子轮毂非轴对称端壁造型仅引起静子轮毂附近的流场的改善,对压气机的稳定裕度不产生影响。造型后的单级总压比有所增加,效率特性线整体上移,峰值等熵效率增加0.92%。在整体性能上静子轮毂非轴对称端壁造型使压气机性能改善,下面对造型前后压气机内部流场结构进行对比分析,研究其整体性能改善的机理。

5 流场分析

首先对造型前静子轮毂壁面附近的流动结构进行分析,图6给出了造型前峰值效率工况和近失速工况下轮毂壁面静压分布云图与极限流线图,在图6(a)峰值效率工况下,气流进入叶片通道,在近壁面形成一条吸附线并延伸至60%轴向位置处与通道出口回流气流相互作用形成一个鞍点。吸附线靠近压力面侧气流由叶顶间隙进入右侧相邻叶片通道,吸附线靠近吸力面侧气流在通道内周向压力作用下向吸力面方向偏移并与来自左侧相邻叶片的间隙泄漏流汇合,在叶片通道内靠近吸力面附近形成一条分离线,该分离线由30%轴向位置一直延伸到大概70%轴向位置,在终点处形成一个分离焦点。由于受粘性作用力的影响,端壁附近气流速度低于主流速度,其抵抗逆压梯度的能力较低。在大概70%轴向位置后,叶片尾缘处间隙泄漏流在通道出口受轴向逆压作用,回流进入叶片通道,在分离线端形成一个分离焦点。回流在通道出口形成另一条分离线,分离气流经相邻吸附线后再次依附轮毂端壁流动。

由图7(a)中间隙泄漏流线可以看到,来自叶顶前缘的间隙泄漏流在左侧相邻叶片60%轴向弦长附近再次通过叶顶间隙,进入相邻叶片通道内形成速度较低的二次间隙泄漏流,并与在逆压梯度作用下回流进入通道的低速气流相互掺混,在60%轴向弦长位置处形成一个低速分离区,并向相邻叶片通道传播,引起整个叶排在60%轴向弦长位置处的低速分离区,造成压气机的效率下降。

在近失速工况图6(b)中,出口背压增加,进口处的分离线和吸附线缩短,通道内的分离焦点和鞍点向前缘方向移动,通道外的吸附焦点进入通道内部,通道出口附近的分离区面积明显增加。参考图7(b)近失速工况,在30%轴向位置附近已出现低速分离区,间隙泄漏流在50%轴向弦长附近进入相邻

叶片通道内形成二次间隙泄漏流,引起整个通道后半段回流掺混损失。

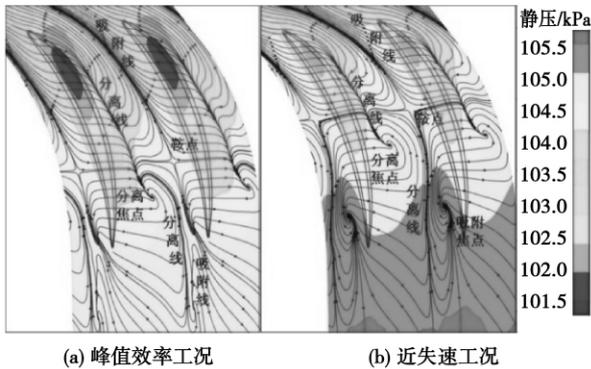


图 6 静子壁面静压分布云图与极限流线图
Fig. 6 Atlas showing the distribution of static pressures on end walls of a stator and chart showing threshold streamlines

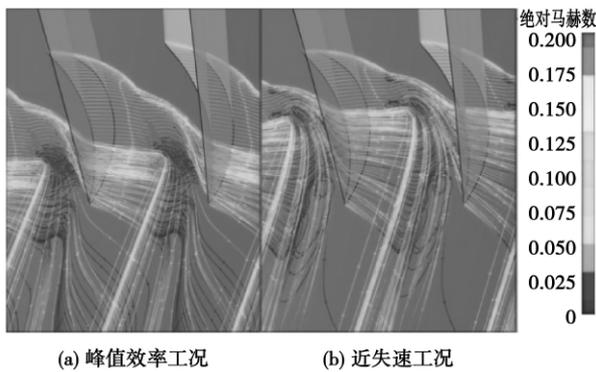


图 7 静子间隙泄漏流线示意图

Fig. 7 Schematic drawing of the leakage flow streamlines in the clearance of a stator

在通道内非轴对称端壁造型主要通过改变端壁附近的静压分布来控制气流流动结构。图 8 给出了非轴对称造型后,近失速工况 ($m = 2.85 \text{ kg/s}$) 静子壁面的静压分布云图、极限流线图及间隙泄漏流线图。结合图 5 中轮毂半径变化分布云图分析图 8 中静压与壁面极限流线。由于通道内为亚音速流动,在位置 A 处轮毂突起,通道面积减小,气流加速;B 处轮毂半径减小,静压增加,通道内的周向压力梯度增加,可阻止来自相邻叶片的间隙流在叶片前半段再次通过轮毂间隙形成二次间隙流,同时推动 A 处加速后的气流贴近吸力面向下游移动;C 处得轮毂半径增加,气流在压力面出口附近加速,能较好地克服轴向压力梯度,抑制气流回流。由图中的间隙泄漏流线也可以看到,A 处的加速气流在 B 处压力推

动作用下向下游移动,同时在 C 处气流加速后将间隙流完全吹出叶片通道,二次间隙流消除,图 7(b) 中通道内的低速分离区消失。

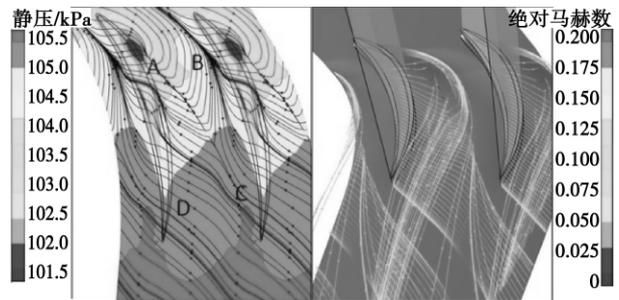


图 8 静子壁面静压分布、极限流线及间隙流线图
Fig. 8 Chart showing the distribution of static pressures, threshold streamlines and clearance streamlines on end walls of a stator

图 9 给出了近失速工况非轴对称造型前后通道各截面的部分熵增分布云图。如图可知,叶片通道内由进口到出口整体上熵增是逐渐增加的,造型前由于间隙流与主流的掺混,二次间隙流与回流掺混、尾迹掺混等原因,通道出口处的熵增范围较大。造型后端壁附近流动结构改变,隙流动结构得到有效控制,气流贴近吸力面流动,熵增范围向吸力面压缩,通道内的熵增减小,造型后近失速工况的级效率增加 0.9% 左右。

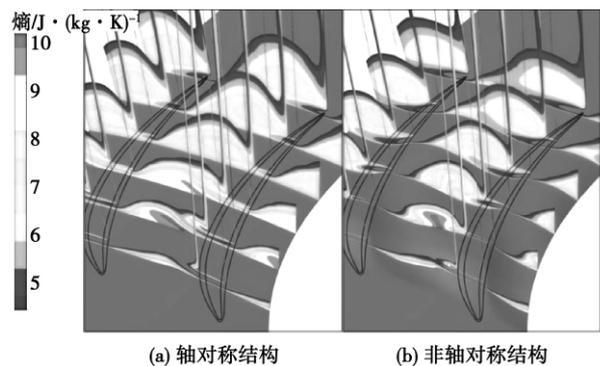


图 9 静子通道内熵分布云图

Fig. 9 Atlas showing the exergy distribution inside a stator

6 结 论

以某单级轴流压气机为研究对象,对带静子叶顶间隙情况下的压气机内部流场进行了全三维数值

模拟。计算得到的压气机总性能、静子进出口总压沿径向的分布与实验结果较为一致。在此基础上,对静子轮毂进行了非轴对称造型使压气机性能得到改善,对比分析造型前后端区的复杂流动结构,可以得出以下结论:

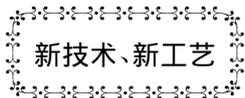
(1) 对造型前的流场分析表明,在轴向逆压梯度作用下,端壁区尾缘间隙泄漏流回流进入叶片通道,与二次间隙流相互作用在整个叶排通道内形成一个低速分离区,引起效率损失。

(2) 采用非轴对称端壁造型后,端壁面静压分布改变,通过调整端壁附近主流及间隙流结构,消除了低速分离区,使压气机整体效率提高 0.9%。

参考文献:

- [1] Hoeger M, Cardamone P, Fottner L. Influence of endwall contouring on the transonic flow in a compressor blade [R]. ASME Paper, GT-2002-30440, 2002.
- [2] Steffen R, Heinz-peter S. Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressor. Part I: Improving the static pressure recover at off-design conditions by sequential hub and shroud end wall profiling [R]. ASME Paper, GT-2009-59133, 2009.
- [3] Steffen R, Heinz-peter S. Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressor. Part II: Design study of a transonic compressor rotor using non-axisymmetric end walls-optimization strategies and performance [R]. ASME Paper, GT-2009-59134, 2009.
- [4] Dorfner C, Nicke E, Voss C. Axis-asymmetric profiled endwall design using multiobjective optimization linked with 3D RANS-flow-simulations [R]. ASME Paper, GT2007-27268, 2007.
- [5] 卢家玲, 楚武利, 胡书珍, 等. 端壁造型技术在压声速轴流压气机级中的应用 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(5): 1101-1107. LU Jia-ling, CHU Wu-li, HU Shu-zhan, et al. Application of end wall modeling technology in subsonic axial flow compressor stages [J]. Journal of Space Power, 2009, 24(5): 1101-1107.
- [6] 胡书珍, 卢新根, 张宏武, 等. 亚音速轴流压气机转子非轴对称轮毂端的数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30(3): 385-388. HU Shu-zhen, LU Xin-gen, ZHANG Hong-wu, et al. Numerical study of the non-axisymmetric hub end of a subsonic axial flow compressor rotor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(3): 385-388.
- [7] Georg KRÖger, Christian Voß, Eberhard Nicke. Theory and application of axisymmetric endwall contouring for compressors [R]. ASME Paper, GT-2011-45624, 2011.
- [8] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2007. LU Xin-gen. Study of the flow stall inside an axial flow compressor and its control tactics [D]. Xi'an: Northwest Polytechnic University, 2007.

(丛 敏 编辑)



Gazprom 公司订购 16 MW 和 25 MW 燃气轮机

据《Gas Turbine World》2011年7/8月刊报道,乌克兰 Zorya-Mashproekt(曙光-机器设计燃气轮机设计制造科学生产联合体)已承接俄罗斯 Gazprom 公司的订单,供应 46 台额定输出功率为 16 MW 和 25 MW 的燃气轮机。

这是近 10 年来最大的订单,超过前三年 Gazprom 总量订购的 30%~50%。也将大大增加 Gazprom 的运行容量。

在 ISO 条件下,UGT15000 燃气轮机的设计额定输出功率为 16 500 kW,简单循环效率为 34.2%。在 ISO 条件下,UGT25000 燃气轮机的设计额定输出功率为 25 680 kW,简单循环效率达 35.6%。

(吉桂明 摘译)

低位烟气余热深度回收利用状况述评(I) = **Review of the Application Status of Low Quality Flue Gas Waste Heat Utilization Technologies-Remaining Temperature Conditions and Heat Recovery Difficulties**

[刊 汉] WU Hua-xin (Department of Architectural Technology and Science ,Tsinghua University ,Beijing ,China , Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 271 ~ 276

To enhance the utilization rate of energy sources for realizing energy conservation and emission reduction is one of important approaches for solving the current problems relating to energy sources and environment. Through an enumeration and analysis of the temperatures of flue gases outgoing from kilns and thermal energy and power equipment items in various sectors in both domestic and abroad ,it has been pointed out that the temperatures of the kind are still relatively high and a separate control in quality and quantity is proposed to be adopted for the mode of heat recovery during the heat transfer process of the flue gases in the waste heat recovery with an in-depth utilization of the waste heat in the flue gases being realized by utilizing the “driving power” of the waste heat in the flue gases. In addition ,an analysis of the influence of the change of the conditions for recovering the heat caused by a change in flue gas characteristics after the in-depth waste heat utilization was also performed. **Key words:** flue gas waste heat ,in-depth heat recovery ,flue gas characteristics ,separate control in quality and quantity

轴流压气机非轴对称轮毂造型对间隙流控制研究 = **Study of the Control Over the Clearance Leakage Flow by Modeling a Non-axisymmetrical Wheel Hub of an Axial Flow Compressor**

[刊 汉] MI Pan ,CHU Wu-li , ZHANG Hao-guang ,WANG Wei (College of Power and Energy Source ,Northwest Polytechnic University ,Xi'an , China ,Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 277 ~ 281

A full three-dimensional numerical simulation was performed of a single-stage axial flow compressor with a clearance between the stator and rotor. An analysis of the flow field indicates that the leakage flow from the clearance between the stator and rotor can result in a relatively large flow separation in the end wall zone of the passage. To control the flow loss ,a non-axisymmetrical modeling was performed of the wheel hub of the stator and the overall performance of the compressor was improved after the said modeling. The flow field analytic results show that the non-axisymmetrical end wall modeling can change the distribution of the static pressure on the end wall ,thus improving the flow pattern of the clearance leakage flow in the passage and eliminating the return flow loss zone at the outlet of the passage. As a result ,the total pressure ratio of the compressor increases and the isentropic efficiency goes up by 0.9%. **Key words:** axial flow compressor ,non-axisymmetrical end wall ,clearance leakage flow ,isentropic efficiency

某大型舰船主汽轮机的建模与动态仿真 = **Modeling and Dynamic-state Simulation of a Large-sized Warship-purposed Main Steam Turbine**

[刊 汉] CHEN Hang ,ZHENG Qun ,DENG Qing-feng ,WANG Jie(College of Power and Energy Source Engineering ,Harbin Engineering University ,Harbin ,China ,Post Code: 150001) //