低比转速混流泵叶轮优化设计

贾瑞宣，徐　鸿

（电站设备状态监测与控制教育部重点实验室（华北电力大学），北京 102206）

摘　要：针对传统的低比转速混流泵设计中对叶型径向参数变化规律研究不足的情况，提出了借鉴汽轮机轴流式叶片设计经验的方法. 首先依据内流损失理论，分析了叶轮流道过流断面二次流形成的原因，再应用先进控制流理论，找到了削弱二次流的方法，然后在对叶片参数化建模的基础上，利用商用 CFD 软件 NUMECA 实现了叶型径向参数的优化设计，使泵效率有较大提高. 实例计算表明，先进控制流理论是将内流分析与优化设计结合起来的有效方法，能够实现叶轮的快速高效设计.

关键词：混流泵；低比转速；优化设计；先进控制流；数值模拟

中图分类号：TH313　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1674－8530(2010)02－0098－05

Optimal design of low specific speed mixed-flow pump impeller

Jia Ruixuan, *Xu Hong*

(Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment (North China Electric Power University), Ministry of Education, Beijing 102206, China)

Abstract: To overcome the condition that there is short of work over rule of variation about radial parameters in allusion to traditional low specific speed mixed-flow pump impeller design, a novel strategy using for reference of steam turbine axial flow impeller design experience is proposed. In the first instance, according to inner flow loss theory, the reason engendering secondary flow in impeller flow path passage section was clarified. Subsequently, a new method degrading secondary flow was discovered by advanced control-flow theory. And then, radial parameters optimization design was achieved by NUMECA, a commercial CFD software on the condition of the vane parametric modeling. It can increase pump efficiency effectively. The calculation case shows that advanced control-flow theory is an valid method to integrate inner flow analyzing and optimization design, and it can achieve impeller quickly and with high efficiency design.

Key words: mixed-flow pump; low specific speed; optimization design; advanced control-flow; numerical simulation

混流泵结构和性能介于离心泵和轴流泵之间，因兼有离心泵与轴流泵两方面的优点而得到广泛应用，尤其是低比转速混流泵（又称蜗壳式混流泵），应用范围很广.

低比转速混流泵更加接近于离心泵，在现有的设计方法中，更多的是借鉴比较成熟的离心泵一元、二元设计理论. 随着该类泵的大型化发展，叶轮流道内二次流影响愈加突出，采用三元理论进行设计已

收稿日期：2009－10－26

基金项目：国家自然科学基金资助项目(50579083)

作者简介：贾瑞宣(1971—)，男，河北唐山人，讲师(jrx@ncepu.edu.cn)，主要从事电厂通流部分优化设计与节能研究.

徐　鸿(1959—)，男，浙江黄岩人，教授，博士生导师(xuhong@ncepu.edu.cn)，主要从事电厂通流部分优化设计研究.

万方数据

经成为研究热点[1-5].

为了削弱叶轮流道内二次流的影响,笔者借用汽轮机轴流式叶轮设计的相关理念[6],将先进控制流理论应用于混流泵优化设计,取得了很好的效果.

1 内流损失理论

在实际的叶轮机械内流过程中,每一过流通道都是由一个叶型的背面、相邻叶型的腹面和上下端面组成的,如图1所示.发生在流道中的损失包括两类:一类是叶型损失,另一类是端部损失.其中叶型损失和叶栅绕流关系比较密切,指腹面和背面上附面层中的摩擦损失、附面层脱离引起的涡流损失和尾迹损失,这种损失在叶栅流动中研究得已经比较深入,且在水泵设计过程中也有较多的应用.端部损失就是通常所说的广义上的二次流损失,这种损失在近10年水泵内流研究中才被更多地引起注意,在设计时也很少考虑其影响.

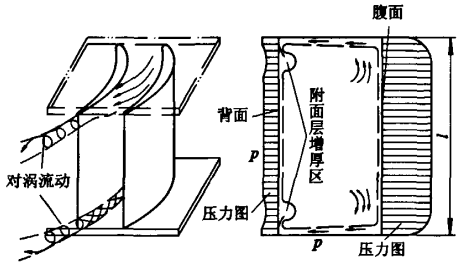


图1 叶栅中的二次流示意图

Fig. 1 Sketch map of secondary flow in cascade

当流体通过流道时,在上下端面上,由于流体的粘性形成一层很薄的附面层,附面层内粘性力损耗流体的动能,形成了端部附面层中的摩擦损失.

在流道中部,流体速度大,叶片背面到腹面的横向压力差与离心力相平衡,不会引起主流的横向流动.但在上下两端面的附面层内,流体速度相对很小,所产生的离心力不足以抵消上述的压力差,于是在这个横向压力差的作用下,两端面附面层内的流体便产生了由叶片腹面向叶片背面的横向运动.为了区别于主流,通常称这种流动为二次流或次流.

当附面层内质点由腹面向背面横向流动时,根据流动的连续性条件,在靠近端壁的腹面附近,必有少量的流体从主流中补入,形成如图1右侧中右上角和右下角各用3个箭头表示的那种补偿流动,局部地干扰了主流的流向,所造成的损失称为补偿流动损失.

与此同时,在靠近端面的叶型背面出口部分,叶型附面层不断增厚,与端壁上横向流过来的附面层相互汇合,厚度急剧增加,使附面层严重脱离而形成漩涡,然后,在粘性力的影响下,漩涡被主流带出叶栅,在上下端壁处构成了两个方向相反的对涡流动,如图1左侧所示,严重地消耗了主流的动能.

综上所述,端部损失就是端面附面层中的摩擦损失、补偿流动损失和对涡损失的总和,对涡损失所占的比重最大.

2 先进控制流理论

先进控制流概念是徐大懋院士在1999年工程热物理学会年会上最早提出的[6],主要是关于汽轮机的优化设计.汽轮机的工作原理涉及热力过程,结构属于轴流式的,而混流泵的工作原理只涉及水力过程,结构介于离心式和轴流式之间,可见先进控制流在混流泵优化设计中能否应用还需要实践的检验.

先进控制流的原理是合理组织叶片流道内压力沿叶高的分布,从而降低端部损失来提高效率.简言之,就是消除或削弱二次流的影响.

在进行这方面分析的时候,先从运动微分方程入手,在流道中任一位置取流体微团如图2所示.

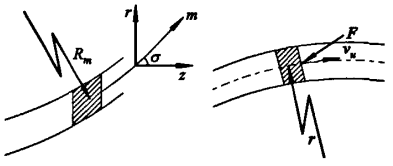


图2 混流泵叶轮流道内任一流体微元

Fig. 2 Fluid cell in mixed-flow pump impeller

理想流体在r,u,z坐标系中的运动微分方程为

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t}=\boldsymbol{f}-\frac{1}{\rho}\left(\boldsymbol{i}_r\frac{\partial}{\partial r}+\boldsymbol{i}_u\frac{\partial}{\partial u}+\boldsymbol{i}_z\frac{\partial}{\partial z}\right)p. \tag{1}$$

将式(1)在r,u,z方向投影,则可写为

$$\frac{\partial v_r}{\partial t}+v_r\frac{\partial v_r}{\partial r}+v_u\frac{\partial v_r}{r\partial\theta}+v_z\frac{\partial v_r}{\partial z}-\frac{v_u^2}{r}=R-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}, \tag{2}$$

$$\frac{\partial v_u}{\partial t}+v_r\frac{\partial v_u}{\partial r}+v_u\frac{\partial v_u}{r\partial\theta}+v_z\frac{\partial v_u}{\partial z}+\frac{v_rv_u}{r}=U-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{r\partial\theta}, \tag{3}$$

万方数据

$$\frac{\partial v_z}{\partial t}+v_r\frac{\partial v_z}{\partial r}+v_u\frac{\partial v_z}{r\partial\theta}+v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}=Z-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}. \quad (4)$$

式(1)中$\boldsymbol{f}$为作用于单位质量流体上的质量力；R,U,Z为该质量力在径向(r向)、周向(u向)和轴向(z向)的投影. 式中v_r,v_u,v_z为流体实际速度在3个方向的投影.

式(2)一般称为径向平衡方程式,因为它规定了流体在r坐标轴方向获得力学平衡的条件. 若略去质量力,则$R=0$,这时,如果将速度分量v_r的变化表示为全微分,则式(2)就变为

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{v_u^2}{r}-\frac{\mathrm{d}v_r}{\mathrm{d}t}. \quad (5)$$

式(5)的物理意义是:流体压力沿径向的变化率必须与圆周向分速度所产生的向心加速度力$\rho\frac{v_u^2}{r}$以及径向加速度力$\rho\frac{\mathrm{d}v_r}{\mathrm{d}t}$两者互相平衡.

当$v_r=0$时,式(5)可简化为

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{v_u^2}{r}. \quad (6)$$

式(6)称为简单径向平衡方程. 由式(6)可以看出,即使流体的径向分速度为零,但只要存在着周向分速度v_u,则压力沿叶片高度就不再保持为常数. 而对于混流泵叶轮内流动,$v_r\neq0$,在进行微元分析时,还是以式(5)为主.

将叶轮叶片流道内的流动分解为z平面和θ平面(又称子午面)内的流动. 流速$\boldsymbol{v}$在z平面内的分速度用v_u表示,而在θ平面内的分速度用v_m表示,即

$$\boldsymbol{v}=v_u\boldsymbol{i}_u+v_m\boldsymbol{i}_m, \quad (7)$$

式中$\boldsymbol{i}_m$为在流线切线方向的单位矢量;m为子午面的流线方向.

θ平面的分速度v_m又可分解为径向和轴向分速度:

$$v_m\boldsymbol{i}_m=v_r\boldsymbol{i}_r+v_z\boldsymbol{i}_z, \quad (8)$$

或

$$v_r=v_m\sin\sigma, \quad (9)$$

式中σ为流面母线的倾斜角. 将式(9)代入式(5)经运算得

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{v_u^2}{r}-v_m^2\cos\sigma\frac{\mathrm{d}\sigma}{\mathrm{d}m}-v_m\sin\sigma\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}m}. \quad (10)$$

若以R_m表示在子午面内某点的曲率半径,则

$$\frac{\mathrm{d}\sigma}{\mathrm{d}m}=-\frac{1}{R_m}, \quad (11)$$

式中负号表示当$\mathrm{d}m$的变化引起的倾斜角变化$\mathrm{d}\sigma$为正值时,曲率半径R_m定为负值,使其与半径r的正负号相一致. 如图2所示,沿流线$\frac{\mathrm{d}\sigma}{\mathrm{d}m}$为正值,此时$R_m$应取为负值,即与半径$r$的符号相反. 将式(11)代入式(10),则

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{v_u^2}{r}+\frac{v_m^2}{R_m}\cos\sigma-v_m\sin\sigma\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}m}. \quad (12)$$

式(12)右端的第二项和第三项之和(代数和)代替了式(5)右端的第二项,它们分别表示流体微团沿流线运动时,在子午面内产生的流面母线的法向加速度和切向加速度在径向的分量.

由于叶片边界层附近的流体对内流的影响比较大,将流体微团取在靠近叶片边界层的位置,此时叶片壁面对流体的作用力就必须考虑,将叶片壁面对流体的作用力的径向分量记为F_r,则式(12)可修正为

$$\frac{v_u^2}{r}+\frac{v_m^2\cos\sigma}{R_m}+F_r-v_m\sin\sigma\cdot\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}m}=\frac{\partial p}{\rho\partial r}. \quad (13)$$

基于二次流形成的原因,先进控制流实质就是控制式(13)左边各项,使$\frac{\partial p}{\partial r}\approx0$. 首先分析左边最后一项$v_m\sin\sigma\cdot\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}m}$,由于流面母线的倾斜角$\sigma$为锐角,$\sin\sigma>0$,叶轮叶片流道是渐扩流道,$\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}m}<0$,从而$v_m\sin\sigma\cdot\frac{\mathrm{d}v_m}{\mathrm{d}m}<0$. 显然,为了使$\frac{\partial p}{\partial r}\approx0$成立,必须有$\frac{v_m^2\cos\sigma}{R_m}+F_r<0$,可见$R_m$和$F_r$两者必须有一个小于0,先进控制流主要就是通过控制$R_m$和$F_r$,使$\frac{v_m^2\cos\sigma}{R_m}+F_r<0$,为了控制便于实现,最好$R_m$和$F_r$同时小于0. 简便起见,文中只考虑对$F_r$的控制,对$R_m$的控制以及对两者的同时控制,待以后深入研究.

为了达到控制F_r,使$F_r<0$,须采用径向弯曲叶片.

3 叶片的参数化建模

针对叶轮内部流道型线的特性,可利用Bezier样条曲线等参数化建模曲线来表示叶轮几何形状的型线[7]. 例如可以利用Bezier样条曲线表示叶轮的子午面上、下端壁线,叶片各分截面的压力面和吸力面曲线等. 文中主要是利用Bezier样条曲线构造叶片径向的弯曲情况. 如图3所示,利用NUMECA软件的Design3D模块进行叶片弯曲程度的参数化建模.

万方数据

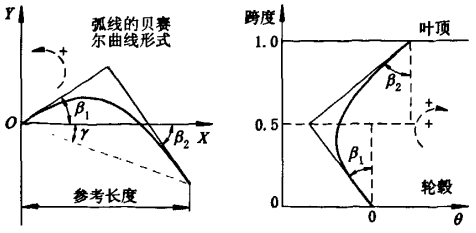


图 3　叶片径向弯曲程度的参数化建模

Fig. 3　Parameterization modeling for impeller radial bend degree

4　最佳弯曲叶片的实现及优化数据分析

要想得到最佳弯曲叶型，可以针对不同的 β_1 和 β_2 组合，构造多组叶型，利用商用 CFD 软件经流场数值模拟后，选取效率最高的那一组 β_1 和 β_2 组合即可，对众多商用 CFD 软件而言，这个过程略显繁琐. 文中利用 NUMECA 软件的 Design3D 模块，直接优化出最佳 β_1 和 β_2 组合.

优化前后的角度见表 1，优化前后的叶轮形状如图 4 所示，为了更加明显地显示叶片弯曲情况，图中没有显示前盖板. 根据表 1 和图 4 的显示，优化前叶片从轮毂到前盖板近似于直线变化，属于传统的设计方法，优化后偏向工作面呈“C”型弯曲. 优化前后总体性能参数对比见表 2. 优化前泵的效率是 86.21%，优化后的效率是 91.83%，优化后效率提高超过了 5 个百分点，接近该类水泵目前最高水平，证明了先进控制流理论在混流泵优化设计中应用是可行的. 显然，内流理论的深入研究与应用是我国赶超西方先进泵产品的有效途径之一.

表 1　叶轮优化前后角度的对比

Tab. 1　Compare for angle before vs after optimizing

优化前角度/(°)	优化后角度/(°)
β_1 = 0.02	β_1 = 23.50
β_2 = -0.34	β_2 = -50.00

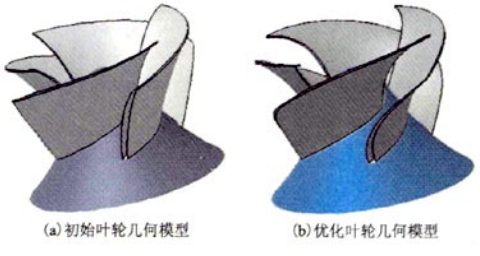


图 4　优化前后叶轮对比

Fig. 4　Comparing for impeller before vs after optimizing

表 2　优化前后总体性能参数对比

Tab. 2　Comparing for collectivity performance parameters before vs after optimizing

性能参数	优化前	优化后
总效率/%	86.21	91.83
静效率/%	72.06	74.15
流量/(m^3/s)	10.03	10.00
扭矩/(N·m)	68 615	81 913
压损/Pa	-30.02	-38.17
静压升/Pa	194 180	238 520
总压升/Pa	232 300	295 400
叶轮内最低压力/Pa	-197 081.31	-218 956.28

应用先进控制流理论，将叶片设计成“C”型弯曲，目的就是为了消除或削弱二次流的影响. 这一点可以从优化前后腹面(非工作面)和背面(工作面)静压分布图显示出来(见图 5 和 6). 如图 5 等压线图所示，优化前，工作面中部沿流线法线方向存在压力梯度；优化后，工作面沿流线法线方向有较好的压力分布，压力梯度比较小，说明叶片“C”型弯曲可以使这些区域$\frac{\partial p}{\partial r}$趋近于零，利于消除或削弱漩涡. 该图形象地表达了叶型对内流的控制，从而控制损失和能耗.

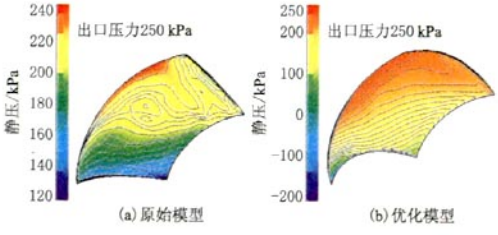


图 5　工作面上静压分布

Fig. 5　Static pressure distribution on pressure side

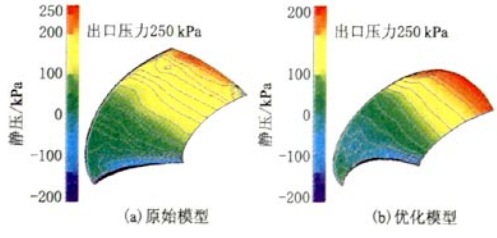


图 6　非工作面上静压分布

Fig. 6　Static pressure distribution on suction side

该数值模拟从整机角度进行模拟和优化，从而保证了优化结果和数据对实际设计的指导意义；而对于二次流更深入的分析研究，留待后续工作.

这次优化的叶轮模型取自对田家庵电厂循环水

泵的节能改造. 从改造前后实际运行参数测算(见表3)来看,和上述优化后的模拟数据比较吻合,证明了这是一次成功的改造.

表3 改造前后试验参数对比

Tab.3 Comparing for test parameters before vs after alteration

性能参数	改造前	改造后
流量/(m^3/s)	10.05	10.02
总压升/Pa	2.32×10^5	2.93×10^5
效率/%	85.60	90.50

5 结 论

(1)在传统设计方法提高混流泵设计效率比较困难的情况下,先进控制流理论是进一步提高设计效率,赶超国际水平的有效方法之一.

(2)由于离心式流道比较长,叶型损失占有最大比重,先进控制流理论中"C"型弯曲叶片带来的节能效果不太显著,而混流式、轴流式由于流道比较短,二次流损失占有比较大的比重,应用先进控制流理论带来的节能效果更加显著.

(3)内流分析和优化设计相结合,是进一步提高设计水平的有效方法;目前也缺乏基于内流分析的模拟结果的评价准则,这两方面都有待深入研究.

参考文献(References)

[1] 曹树良,梁 莉,祝宝山,等. 高比转速混流泵叶轮设计方法[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2005,26(3):185-188.
Cao Shuliang, Liang Li, Zhu Baoshan, et al. Design method for impeller of high specific speed mixed-flow pump[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2005, 26(3): 185-188. (in Chinese)

[2] 王春林,郑海霞,张 浩,等. 可调叶片高比转速混流泵内部流场数值模拟[J]. 排灌机械,2009,27(1):30-34.
Wang Chunlin, Zheng Haixia, Zhang Hao, et al. Numerical simulation for adjustable high specific speed mixed-flow pump [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2009, 27(1): 30-34. (in Chinese)

[3] Oh H W, Kim K Y. Conceptual design optimizing of mixed-flow pump impellers using mean streamline analysis[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2001, 215(1): 133-138.

[4] Borges J E. A proposed through-flow inverse method for the design of mixed-flow pumps[J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 1993, 17(12): 1097-1114.

[5] Uno Mitsuo, Matsunaga Shigenori, Miyazawa Hidetomo, et al. Studies on a diagonal-flow pump: influence of tip clearance on efficiency and flow in a mixed-flow impeller [J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B*, 1990, 56(525): 1408-1414.

[6] 徐大懋. 先进控制流透平设计的展望[C]//中国工程热物理学会. 热机气动热力学学术会议论文集. 1999.

[7] 张人会,杨军虎,李仁年. 离心泵叶轮的参数化设计[J]. 排灌机械,2009,27(5):310-313.
Zhang Renhui, Yang Junhu, Li Rennian. Investigation on parametric design of centrifugal pump blade[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2009, 27(5): 310-313. (in Chinese)

(责任编辑 徐云峰)