

研究论文

# 长短叶片离心泵叶轮内部流动的数值计算

徐 洁 谷传纲

(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200030)

**摘 要** 应用奇点分布法对长短叶片离心泵叶轮内部流场及长、短叶片的相互干扰进行了数值研究. 在长、短叶片上分别布置强度不等的点涡来模拟叶片对流场的作用, 系统地研究了点涡的分布及数目. 结果表明: 短叶片对整个流场的速度及压力分布有较大的影响, 能有效地防止脱流的产生与发展.

**关键词** 长短叶片 离心叶轮 低比转速 奇点分布法 数值计算

中图分类号 TQ 021.1

文献标识码 A

文章编号 0438-1157 (2004) 04-0541-04

## NUMERICAL CALCULATION OF FLOW FIELD IN CENTRIFUGAL IMPELLER WITH SPLITTER BLADES

XU Jie and GU Chuangang

(School of Power and Energy Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China)

**Abstract** This paper presents a theoretical method for calculating inner flow field in centrifugal impeller with splitter blades and investigates the interactions between long blade and short blade. The vortices are distributed on the long and short blade to simulate the effects on flow. A systematical study of distribution and number of vortices is conducted. It is found that the short blade has significant influence on the field of velocity and pressure, and it can prevent effectively flow from separating and evolution of separate flow.

**Keywords** splitter blades, centrifugal impeller, splitter blades, singularity distribution method, numerical calculation

### 引 言

低比转速离心泵的用途十分广泛, 可应用于农业排灌、城市供水、化工流程、锅炉给水、冶金、炼油、制药、轻工以及航天工业等领域. 低比转速离心泵具有小流量、高扬程的特点, 按照常规方法设计往往会导致叶轮出口直径  $D_2$  偏大、出口宽度  $b_2$  偏小, 这样就会导致泵特性曲线产生驼峰, 引起效率下降及小流量工况时工作不稳定.

研究表明<sup>[1]</sup>, 改善这些缺点较为有效的方法是采用长、短叶片相间的叶片结构 (见图 1). 常规叶轮叶片对液流的作功不均匀, 在一定的工况下不

可避免地会在叶片非工作面出口附近产生脱流及边界层分离, 在叶轮流道内容易发生脱流和边界层分离的部位添加短叶片就会对非工作面出口附近的液流起到加功作用, 也就有效地防止了脱流的产生与发展.

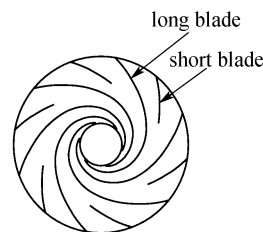


Fig. 1 Configuration of splitter blades

目前的研究多集中在结构与水力设计方面<sup>[1,2]</sup>, 内部流场特性与性能预估方面的研究较少. 虽然数值求解 RANS 方程的方法在离心叶轮内部流场计算中得到了一定的应用, 但由于长短叶片离心叶轮在短叶片进口处的分流比难以确定, 限制了 RANS 方程的进一步应用. 文献 [3] 曾采用区域分裂法分析了长短叶片风机叶轮的内部特性, 但这种方法在泵叶轮内部特性分析中的应用尚未见有报道. 本文采用奇点分布法对长短叶片离心泵叶轮内部流场进行了计算, 在长、短叶片上分别布置强度不等的点涡来模拟叶片对流场的作用, 对点涡的分布及数目进行了系统的研究, 分析了短叶片对整个流场的速度及压力分布的影响. 计算表明, 本文提供的方法能够较好地计算长短叶片离心泵叶轮的内部流场.

### 1 基本理论

如图 1 所示, 离心叶轮长、短叶片的翼型中线形成两个叶栅, 一个是长叶片对应的叶栅, 一个是短叶片对应的叶栅. 通过保角变换, 可把回转面上的流动变换为极坐标平面上的流动. 在极坐标平面上, 在长、短叶片的翼型中线上分别布置点涡, 就形成了两个圆列涡栅, 从而可通过将轴对称流动与两个圆列涡栅诱导的势流叠加来计算长短叶片叶栅的绕流, 具体可参见文献 [4].

#### 1.1 轴对称流动的速度

轴对称流动的速度计算式如下

$$W_{\theta}^* = \frac{1}{R} (\lambda_i - \omega r^2) \quad (1)$$

$$W_R^* = \overline{\omega} r_0 \frac{1}{h} \frac{\chi_0 r_0}{\chi R} \quad (2)$$

布置短叶片后, 排挤系数  $\chi$  需根据下式计算

$$\chi = \begin{cases} 1 - \frac{n_{BL} S_{uSh}}{2\pi r} & (r \leq r_{0Sh}) \\ 1 - \frac{n_{BL} S_{uL}}{2\pi r} - \frac{n_{BSh} S_{uSh}}{2\pi r} & (r > r_{0Sh}) \end{cases} \quad (3)$$

#### 1.2 长短叶片圆列涡栅的诱导速度

长、短叶片翼型中线上的附着涡密度  $\gamma$  的分布函数均取下面的三角函数多项式

$$\gamma(\xi) = A_1 \cot \frac{\xi}{2} + \sum_{t=2}^{n_T} A_t \sin[(t-1)\xi] \quad (4)$$

式中  $A$  为待定常数,  $\xi$  的变化区间为  $(0, \pi)$ .

分别将长、短叶片对应的圆涡列变换为复平面  $\xi$  上的两个点涡, 并在叶型的全长上对圆涡列的诱

导速度积分, 可得到这两个圆列涡栅的诱导速度

$$\widetilde{W}_{RL}, \widetilde{W}_{\theta L} \text{ 及 } \widetilde{W}_{RSh}, \widetilde{W}_{\theta Sh}$$

$$\widetilde{W}_{RL}(R, \theta) = \sum_{t=1}^{n_{TL}} A_t V_{RL}(R, \theta)_t \quad (5)$$

$$\widetilde{W}_{\theta L}(R, \theta) = \sum_{t=1}^{n_{TL}} A_t V_{\theta L}(R, \theta)_t \quad (6)$$

$$\widetilde{W}_{RSh}(R, \theta) = \sum_{t=1}^{n_{TSh}} A_t V_{RSh}(R, \theta)_t \quad (7)$$

$$\widetilde{W}_{\theta Sh}(R, \theta) = \sum_{t=1}^{n_{TSh}} A_t V_{\theta Sh}(R, \theta)_t \quad (8)$$

#### 1.3 待定常数 $A_t$ 的确定

根据相切条件, 即流动的相对速度与叶型中线相切, 可确定待定系数  $A_t$  ( $t=1 \sim n_T$ ). 此时相切点总数  $n_T = n_{TL} + n_{TSh}$ .

$$W_R^* - W_{\theta}^* \tan \beta_B = -\widetilde{W}_R + \widetilde{W}_{\theta} \tan \beta_B$$

式中

$$\begin{cases} \widetilde{W}_R = \widetilde{W}_{RL} + \widetilde{W}_{RSh} \\ \widetilde{W}_{\theta} = \widetilde{W}_{\theta L} + \widetilde{W}_{\theta Sh} \end{cases} \quad (9)$$

把式 (5)~式 (8) 代入相切条件式 (9), 得方程

$$W_R^* - W_{\theta}^* \tan \beta_B = \sum_{t=1}^{n_{TL}} A_t [-V_{RL}(R, \theta)_t + V_{\theta L}(R, \theta)_t \tan \beta_B] + \sum_{t=n_{TL}+1}^{n_{TL}+n_{TSh}} A_t [-V_{RSh}(R, \theta)_t + V_{\theta Sh}(R, \theta)_t \tan \beta_B] \quad (10)$$

#### 1.4 翼型两侧的速度和压强

翼型两侧的速度为

$$\omega_s = \frac{R}{r} \left( \sqrt{W_R^2 + W_{\theta}^2} + \frac{1}{2} \gamma \right) \quad (11)$$

$$\omega_p = \frac{R}{r} \left( \sqrt{W_R^2 + W_{\theta}^2} - \frac{1}{2} \gamma \right) \quad (12)$$

翼型两侧的压强为

$$p_s = \rho \left( E_i - \omega \lambda_i + \frac{u_s^2}{2} - \frac{\omega_s^2}{2} \right) \quad (13)$$

$$p_p = \rho \left( E_i - \omega \lambda_i + \frac{u_p^2}{2} - \frac{\omega_p^2}{2} \right) \quad (14)$$

有关奇点分布法的细节可参见文献 [5]. 这里仅说明以下几点.

(1) 涡点数目选取对计算结果的影响相对较小, 如果选取相切点数目为其优选点 4, 计算结果的精确程度较高.

(2) 当涡点与计算点重合时, 计算中将出现不定式 0/0, 使积分不能进行. 为避免发生此种情形, 涡点可按照下式布置

$$s_K = \frac{K - \frac{1}{4}}{n_K} \quad (K=1, 2, \dots, n_K)$$

相切点按照下式布置

$$s_T = \frac{T - \frac{1}{2}}{n_T} \quad (T=1, 2, \dots, n_T)$$

当涡点和计算点的数目取值很大时，计算结果会失真，这是由于涡点和计算点之间的弱齐性引起的，因此并不是涡点和计算点的数目越多计算结果越好。从大量的试验结果看来，计算点的数目应控制在 80 以内。

## 2 计算结果和讨论

应用本文提供的方法，对 40LHB55×4 长短叶片离心叶轮进行了计算，叶轮几何数据见文献 [6]。

### 2.1 长短叶片叶轮计算结果及分析

图 2 给出了长、短叶片表面相对速度分布。可以看出，短叶片表面相对速度波动较大，而且短叶片尾部载荷较大。图 3 给出了长、短叶片表面压力分布。短叶片表面压力增长基本相似于长叶片尾部的压力变化。短叶片进口附近处均出现了速度及压力跳跃。

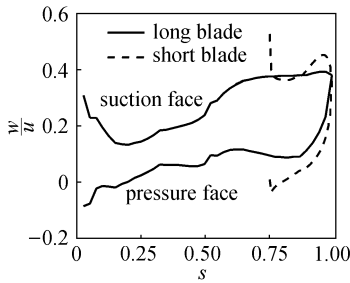


Fig. 2 Distribution of velocity on surface of blades

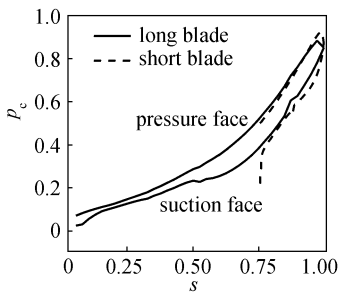


Fig. 3 Distribution of pressure on surface of blades

### 2.2 长短叶片叶轮及普通叶轮计算结果的比较与分析

图 4、图 5 分别为普通叶轮与长短叶片叶轮流道内部等压线分布。可以看出，长短叶片叶轮中长

叶片出口处非工作面上的压力值高于普通叶轮叶片出口处非工作面上的压力值，可见短叶片能够有效地防止脱流产生与发展。

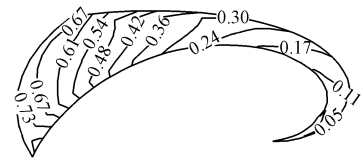


Fig. 4 Contour of pressure inside normal impeller

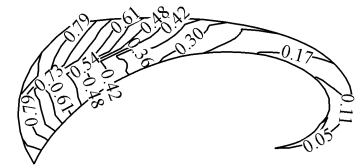


Fig. 5 Contour of pressure inside splitter blades impeller

图 6 为普通叶轮叶片与长短叶片叶轮长叶片表面相对速度系数分布。可以看出，由于短叶片的影响，长短叶片叶轮中长叶片表面的相对速度有大幅度的降低。图 7 为普通叶轮叶片与长短叶片叶轮中长叶片表面压力系数分布。由图可知，长短叶片叶轮中长叶片出口处的压力值高于普通叶轮叶片。

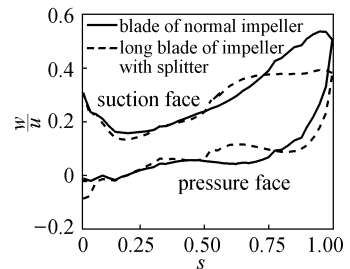


Fig. 6 Comparison of distribution of velocity

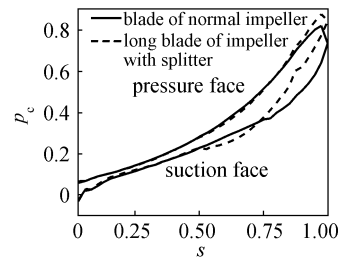


Fig. 7 Comparison of distribution of pressure

## 3 结论

提出了一个长短叶片离心叶轮内部性能的计算方法，在长、短叶片上分别布置强度不等的点涡来模拟叶片对流场的作用，对点涡的分布及数目进行

了系统的研究. 对 40LHB55×4 型低比转速长短叶片离心叶轮的计算表明, 本文提供的方法能较好地分析长短叶片离心叶轮的内部流场.

### 符 号 说 明

$A_i$ ——待定常数  
 $E$ ——单位质量能量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$   
 $h$ ——流层法向厚度相对值  
 $K$ ——涡点  
 $n$ ——数目  
 $n_b$ ——叶片数目  
 $p$ ——压力, Pa  
 $R$ ——极坐标平面上点的半径, m  
 $r$ ——回转面上点的半径, m  
 $s$ ——翼型中线相对长度  
 $s_u$ ——叶片上  $r$  处周向厚度, m  
 $T$ ——切向点  
 $u$ ——叶轮圆周速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $W$ ——极坐标平面内相对速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\tilde{W}$ ——诱导速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $W^*$ ——轴对称流动相对速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\omega$ ——物理平面内相对速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\beta_b$ ——翼型中线的安放角, rad  
 $\gamma$ ——涡强,  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\lambda$ ——速度矩,  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\rho$ ——水的密度,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$   
 $\chi$ ——排挤系数  
 $\omega$ ——角速度,  $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

### 下角标

c——相对

i——来流  
 L——长叶片  
 m——轴面  
 p——压力面  
 R——径向  
 s——吸力面  
 Sh——短叶片  
 $\Theta$ ——周向  
 0——进口处

### References

- 1 Wang Leqin (王乐勤), Zhu Zuchao (朱祖超). Design and Experiment Research on Low-specific-speed High Speed Liquid-Nitrogen Centrifugal Pump. *Cryogenics* (低温工程), 1998 (1): 7—12
- 2 Wang Leqin (王乐勤), Zhu Zuchao (朱祖超). Design and Industrial Application Study of Complex Impeller of Low-specific-speed Low-temperature and High Speed Pump. *Cryogenics* (低温工程), 1998 (3): 32—37
- 3 Gui Lichuan, Gu Chuangang, Chang Hongshou. Influences of Splitter Blades on the Centrifugal Fan Performances. ASME Paper, 89-GT-33
- 4 Qi Xueyi (齐学义), Xu Jie (徐洁), Yang Congxin (杨从新). Numerical Evaluation of Inner Flow Passing Low-speed Centrifugal Impeller. *Journal of Gansu University of Technology* (甘肃工业大学学报), 2001 (2): 54—57
- 5 Yasutoshi Senoo. A Blade Theory of an Impeller with an Arbitrary Surface of Revolution. *Transactions of the ASME*, 1971: 454—460
- 6 Xu Jie (徐洁). Numerical Calculation of Inner Flowfield in Complex Impeller of Centrifugal Pump at Low Specific Speed; [thesis] (学位论文). Lanzhou: Gansu University of Technology, 2001