

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.014

## 多工况高效无过载低比转数离心泵设计优化\*

张金凤 张云蕾 袁寿其 冒杰云

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**摘要:** 为满足低比转数离心泵对多工况点效率和无过载特性要求, 针对模型泵 TS65-40-160, 基于无过载理论进行设计优化, 通过 CFD 分析内部流动分布规律, 并采用快速成型模型试验进行对比分析。经过多方案改进得到较优方案 2, 该方案扬程在关死点、设计点以及最大流量点均高于设计要求; 最高机组效率提高了 14%, 功率特性曲线出现了无过载趋势, 在最大要求流量点  $48 \text{ m}^3/\text{h}$  处输入功率却未增大, 且泵效率达到国家标准要求。经多方案 CFD 模拟和试验数据对比, 证明模拟精度可满足模型优选要求。

**关键词:** 低比转数离心泵 多工况 无过载 设计优化

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0091-005

## 引言

低比转数离心泵具有流量小、扬程高的特点, 广泛应用于航天、石油化工、农业灌溉、城市供水等领域。但普遍存在效率偏低、扬程流量曲线易出现驼峰、大流量工况易过载等问题<sup>[1-2]</sup>。众多学者采用数值模拟和试验研究方法, 针对低比转数离心泵的几何参数变化对性能的影响进行了研究<sup>[3-11]</sup>。研究大都对提高效率或实现无过载特性之一方面进行了改善, 但很难兼顾高效和无过载特性。袁寿其等提出了低比转数离心泵无过载设计理论和方法<sup>[12-13]</sup>, 笔者在其基础上又进行了大量探索, 尤其在低比转数离心泵内部流动特性和性能优化方面进行了较深入的研究<sup>[14-15]</sup>。目前用户需要产品同时满足多工况点的效率和无过载特性要求, 这就要求在设计过程中必须兼顾多工况点的性能趋势, 即小流量工况无驼峰、设计点附近较宽高效区以及大流量工况无过载。

本文以模型泵 TS65-40-160 为对象, 基于无过载设计理论, 结合 CFD 模拟技术, 寻求多工况高效且具有无过载特性的优化方案。

## 1 原始设计方案分析

模型泵 TS65-40-160 为一典型的单级单吸式离心泵, 如图 1a 所示, 其设计参数为: 流量  $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ , 扬程  $H = 31 \text{ m}$ , 转速  $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$ , 比转

数  $n_s = 75.4$ , 配套轴功率  $P = 5.5 \text{ kW}$ 。原始方案叶轮叶片为近似圆柱形叶片, 叶轮主要结构参数: 叶轮外径  $D_2 = 168 \text{ mm}$ , 叶片出口宽度  $b_2 = 9 \text{ mm}$ , 叶片数  $Z = 6$ , 叶片出口安放角  $\beta_2 = 31^\circ$ , 叶片包角  $\Phi = 123^\circ$ , 其结构如图 1b 所示。

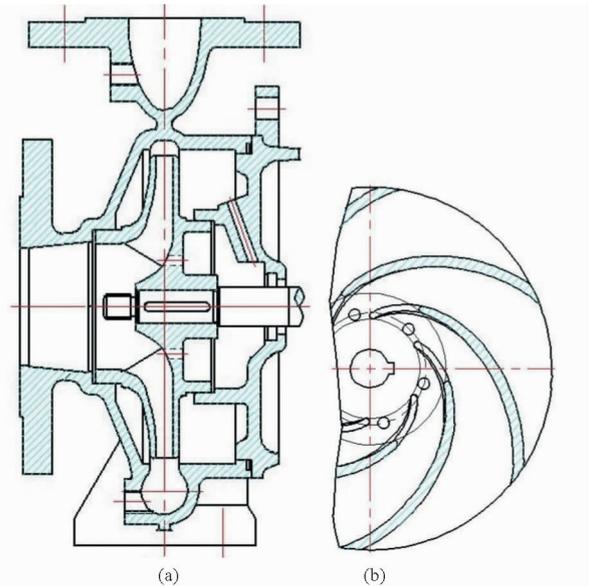


图 1 原始方案结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the original scheme

(a) 装配示意图 (b) 叶轮叶片示意图

该原始方案关死点扬程基本达标, 但在设计点和大流量点扬程低于设计要求  $1 \sim 3 \text{ m}$ , 流量越大, 差异越大; 效率较低; 最大要求流量点的输入功率为  $6.68 \text{ kW}$  (估算为轴功率约  $5.5 \text{ kW}$ ), 功率特性存在

收稿日期: 2013-09-09 修回日期: 2013-10-12

\*“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B04)、国家自然科学基金重点项目(51239005)和国家自然科学基金资助项目(51009072)

作者简介: 张金凤, 副研究员, 主要从事流体机械理论与设计及流动分析研究, E-mail: zhangjinfeng@ujs.edu.cn

过载倾向。且应厂家要求,尽可能只改变叶轮结构,减少成本。所以优化要点在于:通过叶轮的水力优化,提高大流量工况的扬程及效率,并实现功率的无过载特性。

## 2 基于无过载理论的设计优化

为实现低比转数离心泵的高效无过载特性,本文基于无过载理论<sup>[13]</sup>进行初步设计优化。

### 2.1 叶片出口安放角 $\beta_2$

为了获得无过载特性,需取较小的  $\beta_2$  值<sup>[13]</sup>,这对泵的其他性能如扬程  $H$ 、效率  $\eta$  以及工艺性等是不利的,因而需与其他几何参数相协调。综合考虑效率和无过载性能,取  $\beta_2 = 15^\circ$ 。

### 2.2 叶片出口宽度 $b_2$

根据低比转数离心泵的速度系数法估算<sup>[13]</sup>

$$b_2 = K_{b_2} \sqrt[3]{\frac{Q}{H}} = 0.7 \left( \frac{75.4}{100} \right)^{0.55} \times \sqrt[3]{\frac{30/3 \cdot 600}{31}} = 0.00853 \text{ m} \quad (1)$$

其中  $K_{b_2} = 0.7 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{0.55}$

式中  $K_{b_2}$ ——出口宽度修正系数

无过载设计应适当增加  $b_2$  以有利于提高性能和方便制造,取值 11 mm。

### 2.3 叶轮外径 $D_2$

叶轮外径  $D_2$  是影响扬程的主要参数,因无过载设计中选取较小的  $\beta_2$  等,应适当加大  $D_2$ ,其估算<sup>[13]</sup>公式为

$$D_2 = \frac{60}{n\pi} \left[ \frac{v_{m2}}{2\tan\beta_2} + \sqrt{\left( \frac{v_{m2}}{2\tan\beta_2} \right)^2 + gH_{t\infty} + u_1 v_{u1}} \right] \quad (2)$$

其中  $v_{m2} = \frac{Q}{\eta_v (\pi D_2 b_2 \psi_2)}$   $\psi_2 = 1 - \frac{Z s_2}{\pi D_2 \sin\beta_2}$   
 $\frac{1}{\eta_v} = 1 + 0.68 n_s^{-2/3}$   $u_1 = \pi n D_1 / 60$

式中  $v_{m2}$ ——叶片出口轴面速度, m/s

$\psi_2$ ——叶轮出口排挤系数

$s_2$ ——叶片出口厚度, mm

$\eta_v$ ——容积效率, %

$g$ ——重力加速度,取  $9.8 \text{ m}^2/\text{s}$

$H_{t\infty}$ ——无限叶片数时的理论扬程, m

$u_1$ ——叶轮进口圆周速度, m/s

$v_{u1}$ ——进口绝对速度圆周分量,进口无旋时为零

$D_1$ ——叶轮进口直径, mm

经过初步计算分析,叶轮外径取值在 170 mm (现有泵体止口尺寸) 以内可实现扬程要求,因而优

化重点在于不改变蜗壳的基础上对叶轮水力进行优化设计。因而,取  $D_2 = 169 \text{ mm}$ 。

### 2.4 叶片包角 $\Phi$

因为选取了较小的叶片出口安放角  $\beta_2$ ,为了获得较光滑的叶片型线,需要加大叶片包角,以增加流体控制能力和避免流道扩散严重,同时也可扩大泵的高效区。根据设计过程中方格网上型线的调整,取包角  $\Phi = 140^\circ$ 。

### 2.5 叶片进口安放角 $\beta_1$

在无过载叶轮设计中,叶片进口安放角  $\beta_1$  满足公式<sup>[13]</sup>

$$\sin\beta_1 = \frac{w_2 v_{m1}}{w_1 v_{m2}} \sin\beta_2 \quad (3)$$

式中  $w_1, w_2$ ——叶轮进、出口相对速度, m/s

$v_{m1}, v_{m2}$ ——叶轮进、出口轴面速度, m/s

对于离心泵的扩散型通道,相对速度比值  $w_1/w_2$  可取为 1.1 ~ 1.3,  $\beta_2 = 15^\circ$ ,  $v_{m1}$  和  $v_{m2}$  可按初步设计确定。一般  $\beta_1 = 20^\circ \sim 35^\circ$ , 本设计取  $\beta_1 = 28^\circ$ 。

### 2.6 叶片数 $Z$ 及叶片形式

本文仍推荐采用原始叶片数  $Z = 6$ 。考虑本叶轮进口直径 (70 mm) 较大,叶片进口适当扭曲并前伸,且确保不加大铸造难度。可改善叶轮内部流动分布,有利于扬程和效率的提高。

### 2.7 最大轴功率及其位置的预测

对任一单级单吸无旋进水的离心泵,当  $\beta_2 < 90^\circ$ , 离心泵轴功率曲线有极值,则<sup>[13]</sup>

$$P_{\max} = \frac{\rho}{4\eta_m} K_3 u_2^3 D_2 b_2 \psi_2 h_0^2 \tan\beta_2 \quad (4)$$

$$Q_{p_{\max}} = \frac{1}{2} K_4 h_0 \eta_v \pi D_2 b_2 \psi_2 u_2 \tan\beta_2 \quad (5)$$

其中  $u_2 = \pi n D_2 / 60$

$$\eta_m = 1 - 0.07 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{-7/6}$$

$$h_0 = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin\beta_2$$

式中  $P_{\max}$ ——最大轴功率, kW

$Q_{p_{\max}}$ ——出现最大轴功率对应的流量,  $\text{m}^3/\text{h}$

$K_3, K_4$ ——修正系数,推荐  $K_3 = 1.0 \sim 1.1$ ,

$$K_4 = 1.05 \sim 1.15$$

$u_2$ ——叶片出口圆周速度, m/s

$\eta_m$ ——机械效率

$\rho$ ——泵输送液体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$

计算得  $P_{\max} = 5.05 < 5.5 \text{ kW}$ ,  $Q_{p_{\max}} = 63.50 \text{ m}^3/\text{h}$ , 在预期范围内,因而确定方案 1 的主要结构参数:  $D_2 = 169 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 11 \text{ mm}$ ,  $Z = 6$ ,  $\beta_2 = 15^\circ$ ,  $\Phi = 140^\circ$ 。

### 3 方案1的性能预测及试验验证

#### 3.1 CFD模型建立和网格划分

CFD可以较准确地预测所设计水泵全工况范围内的扬程、功率和效率等特性,从而大大减少原型试验,缩短研发周期,降低成本。本文基于CFX14.0进行分析,计算区域包括叶轮、泵体、进口段、出口段以及叶轮前后腔体的水体,如图2a所示。

采用四面体网格进行网格划分并对水泵隔舌等处局部网格加密处理。并进行了网格无关性分析<sup>[16]</sup>,最终网格数为叶轮372 225,蜗壳422 490,进口516 387,前后腔体438 376,如图2b、2c所示。



图2 三维模型水体及其网格划分

Fig.2 3-D model and grid for the fluid domains

(a) 三维模型水体 (b) 蜗壳与前后腔体网格 (c) 叶轮网格

选用标准  $k-\epsilon$  湍流模型,采用速度进口、压力出口的边界条件;进口与叶轮之间、叶轮与蜗壳之间采用滑移网格进行处理,其余壁面采用无滑移边界条件,并设置壁面粗糙度  $12.5 \mu\text{m}$  (产品为铸件)。

#### 3.2 内部流动对比分析

图3为多工况叶轮内部流线图(图中左侧为原始方案,右侧为方案1),可清楚地看出改进前后的流动差异。原始方案小流量工况下靠近隔舌位置的叶轮流道内存在明显的旋涡,大流量下蜗壳出口管路也存在明显回流。方案1的流线相比于原始方案在各个工况下均更为流畅,因此对应较优性能。

#### 3.3 CFD模拟预测性能与快速成型模型试验对比

图4为方案1与原始方案性能对比图,并通过快速成型工艺加工了方案1的叶轮,在开式试验台进行了同台对比试验,具体试验台信息可参照文

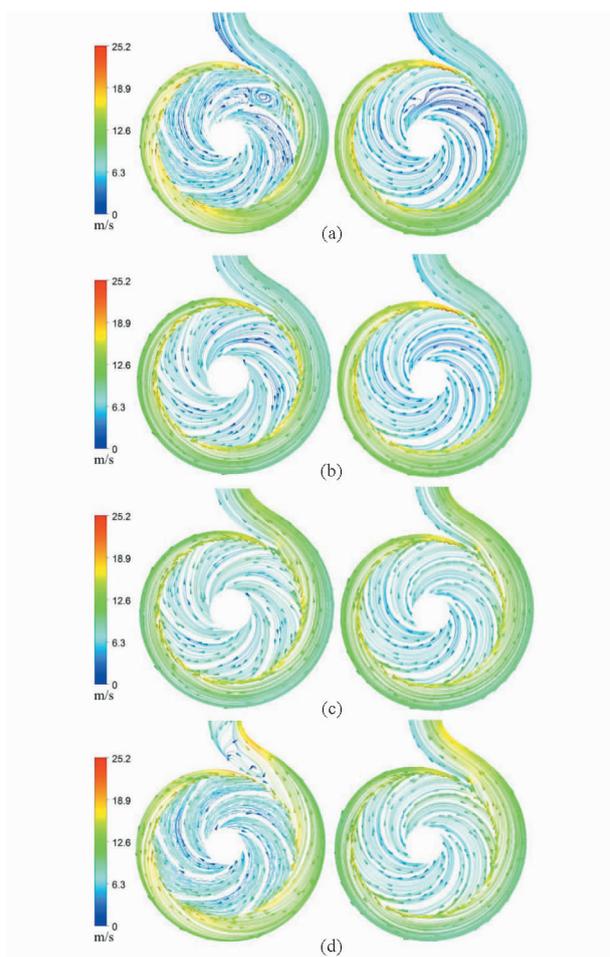


图3 不同工况下叶轮内流线图

Fig.3 Streamline in impeller at different flow rates

(a)  $Q = 24 \text{ m}^3/\text{h}$  (b)  $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$   
(c)  $Q = 42 \text{ m}^3/\text{h}$  (d)  $Q = 48 \text{ m}^3/\text{h}$

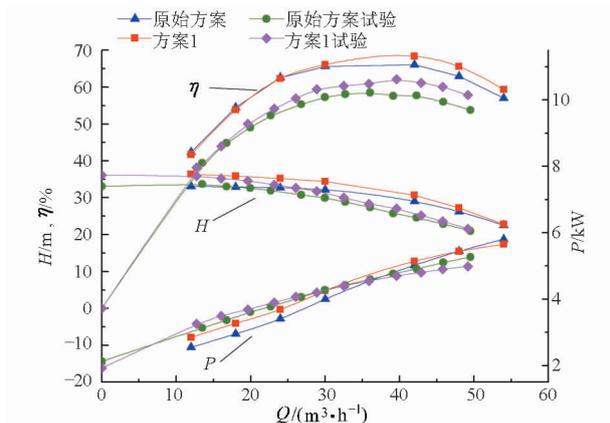


图4 方案1与原始方案性能对比图

Fig.4 Performance comparison

献[16]。可以看出,模拟的预测性能方面:方案1在小流量区扬程有所提高,但在大流量区提高不明显;最高泵效率比原方案提高3%~4%,功率特性在大流量区出现极值,即该方案可以实现无过载特性。而试验数据对比分析可得:该优化方案扬程基本达标,机组效率提高了6%(转换为泵效率约提高8%),但比GB/T 13007—2011规定的68%仍有差

距,而且  $48 \text{ m}^3/\text{h}$  工况的实测扬程只有  $22.5 \text{ m}$ ,比设计要求低  $2.5 \text{ m}$ ,所以应该继续进行优化。

对比 CFD 模拟和试验数据,可见预测的性能变化趋势与实测性能基本一致,但预测扬程和效率曲线偏向大流量。此处试验泵效值比模拟效率高  $4\% \sim 5\%$ ,经分析认为主要由于实际的铸铁铸造和快速成型工艺所造成,也可为后面的研究提供参考。

## 4 进一步设计优化

### 4.1 设计优化思路

经过上述设计优化,目前的优化重点在于提高大流量点的扬程,进一步提高效率,以保证轴功率不过载。在方案1的基础上加大出口安放角,调整包角以使得叶片形状更符合流线型。基于 CFD 技术,反复模拟确定  $\beta_2$  为  $22^\circ$  时有较好性能<sup>[16]</sup>,并估算最大轴功率以及对应流量:  $P_{\max} = 5.48 \text{ kW}$ ,  $Q_{p_{\max}} = 70.35 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

该计算值虽比方案1的功率略有增加,且极值出现点更偏向大流量点,但仍在可接受范围内。因而确定方案2的主要结构参数:  $D_2 = 169 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 11 \text{ mm}$ ,  $Z = 6$ ,  $\beta_2 = 22^\circ$ ,  $\Phi = 130^\circ$ 。

### 4.2 基于 CFD 的性能预测

模型仅更换叶轮,其他与方案1一致。CFD 计算区域与设置等均与方案1一致。预测外特性对

比如图5所示。

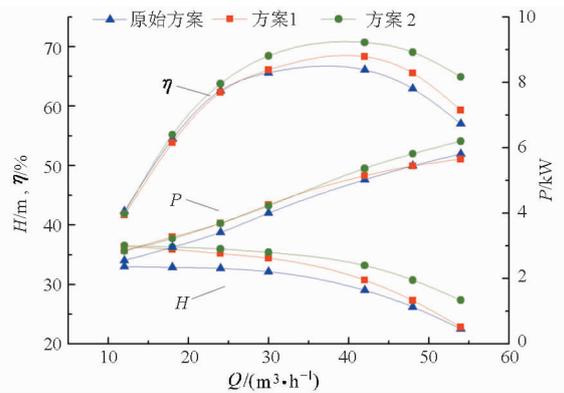


图5 方案2与前期方案预测性能对比

Fig.5 Predicted performance comparison among schemes

可见,方案2扬程在整个流量范围内提高较明显,最高效率比原始方案提高近  $8\%$ ,功率虽然没有出现类似方案1的无过载特性,但其增加趋势已经趋于平坦,与理论计算结果(预估在  $70 \text{ m}^3/\text{h}$  后出现极值)相符,即该方案仍可出现功率极值。

在此仅给出设计工况点内部流动特性分布,如图6所示,可以看出方案2的内部流动分布比原始方案有改进(图中从左至右为原始方案、方案1、方案2),但总体来说方案1拥有最佳的流动分布规律,但受现有泵体尺寸限制,不能加大叶轮外径,因而最基本的扬程指标达不到。综合而言,确定方案2为最终的优选方案。

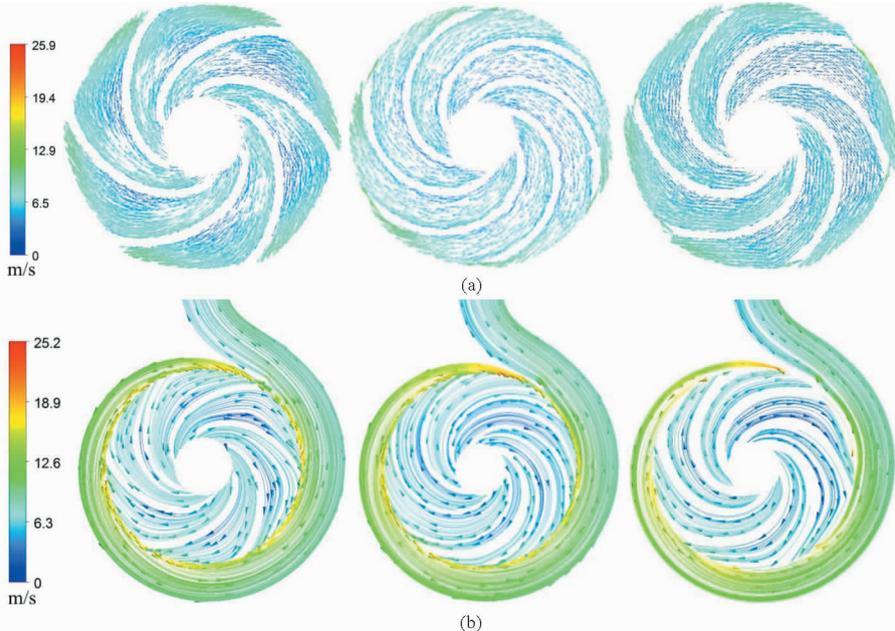


图6 设计工况点内部流动特性分布图

Fig.6 Flow distribution at the rated point

(a)  $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  工况叶轮内相对速度矢量图 (b)  $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  工况中截面流线图

### 4.3 快速成型叶轮试验验证

通过快速成型工艺加工了方案2的叶轮,在生产企业进行了同台对比试验,试验数据如表1所

示,对比结果如下:该方案扬程在最大扬程点、设计点以及最大要求流量点均达到且略高于要求指标;最高机组效率比原始方案提高了  $14\%$ (转换为

泵效率约为 16%),达到 GB/T 13007—2011 规定的要求;在最大流量要求点  $48 \text{ m}^3/\text{h}$  附近输入功率为  $6.782 \text{ kW}$ ,与原始方案输入功率接近,即在提高

了扬程的前提下并没有加大配套功率,能满足生产企业要求。因而最终确定按方案 2 叶轮模型开模生产。

表 1 试验数据

Tab.1 Test data

方案	最大扬程点		最大要求流量点性能			最高效率(机组)点		
	$Q_{\min}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	$H_{\max}/\text{m}$	$Q_{\max}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	$H/\text{m}$	$P$ 输入值/ $\text{kW}$	$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	$H/\text{m}$	$\eta$ 实测值/%
原始方案	18	32.98	48	21.77	6.686	36.335	27.81	46.19
方案 1	18	34.77	48	23.40	6.157	40.082	27.44	51.99
方案 2	18	34.74	48	26.27	6.782	42.080	28.78	60.07

## 5 结论

(1) 无过载理论和 CFD 模拟技术的结合运用,可以实现无过载特性、多工况性能和较高效率的兼顾。

(2) 低比转数离心泵多工况设计方法还不完

善,目前仍是根据经验对某些参数进行反复调整,CFD 模拟技术的引用大大减少了此部分工作量。

(3) 经多方案 CFD 模拟和试验数据的对比得到,模拟精度可满足模型优选的要求,可用于实际工程指导设计。

## 参 考 文 献

- 袁寿其. 国内外无过载离心泵研究现状与展望[J]. 排灌机械, 1995(1):13-17.
- 严敬,辜迎佳. 低比转速叶轮无过载设计新方法[J]. 水动力学研究与进展,2000,15(1):67-73.  
Yan Jing,Gu Yingjia. A new program for non-overloaded low specific speed centrifugal impeller[J]. Journal of Hydrodynamics, 2000,15(1):67-73. (in Chinese)
- 杨军虎,郭斌,王玥,等. 无过载离心泵设计参数与性能关系研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 119-123.  
Yang Junhu, Guo Bin, Wang Yue, et al. Relationship of performances and design parameters for non-overload centrifugal pumps [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 119-123. (in Chinese)
- 袁丹妮. 低比转速离心泵及旋涡冷媒泵性能预测方法研究[D]. 西安:西安交通大学, 2011.  
Yuan Danni. Performance prediction method of low specific speed centrifugal and vortex refrigerant pump [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- 武鹏,王乐勤,吴大转,等. 基于内流分析的低比转数离心泵设计与改进[J]. 化工机械, 2009, 36(4): 312-316.
- 余伟平,蔡振东,汪慧,等. 离心泵无过载设计的研究与探讨[J]. 农业装备与车辆工程, 2010(10): 24-27.
- 施卫东,李辉,陆伟刚,等. 进口预旋对低比速离心泵无过载性能的影响[J]. 农业机械学报, 2013, 44(5): 50-54.  
Shi Weidong, Li Hui, Lu Weigang, et al. Effect of prewhirl flow on non-overload performance of low-specific-speed centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5): 50-54. (in Chinese)
- 张德胜,施卫东,陈斌,等. 低比转速离心泵内部流场分析及试验[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 108-112.  
Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Turbulence analysis and experiments of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(11): 108-112. (in Chinese)
- 王凯,刘厚林,袁寿其,等. 离心泵多工况水力性能优化设计方法[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 20-24.  
Wang Kai, Liu Houlin, Yuan Shouqi, et al. Optimization method for hydraulic performance of centrifugal pump at multi-operation points[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1): 20-24. (in Chinese)
- Jim Sparm, Sean Horgan. The evolution of pump design simulation[J]. World Pumps, 2006(480): 32-35.
- 张伟,余运超,陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(1):38-42.  
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1): 38-42. (in Chinese)
- Yuan Shouqi, Cao Wuling, Li Shiyong, et al. Theory and design method of non-overload centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1992, 5(4): 252-260.
- 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1997:58-117.
- Zhang Jinfeng, Yuan Ye, Yuan Shouqi. Experimental studies on the optimization design of a low specific speed centrifugal pump [C]//26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012: IAHRXXVI-040.
- 张金凤,袁寿其,付跃登,等. 分流叶片设计对低比速离心泵流场和性能的影响[J]. 机械工程学报, 2009, 45(7): 131-137.  
Zhang Jinfeng, Yuan Shouqi, Fu Yuedeng, et al. Numerical forecast of the influence of splitter blades on the flow field and characteristics of a centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7): 131-137. (in Chinese)
- Hu Bo, Yuan Shouqi, Lu Weigang, et al. Numerical optimal design of a non-overload centrifugal pump [C]// ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2012, 1: 427-433.

**Abstract:** In order to study the cavitating flow at different stages of cavitation in the pump casing of a centrifugal pump, the topology blocking and structured mesh generation strategies was proposed on the domain of the pump. Taking full account of the near-wall region mesh quality, steady and unsteady cavitation simulation of the centrifugal pump has been proceed using the SST  $k - \omega$  turbulence model combining with Rayleigh - Plesset cavitation model. Unsteady flow of the pump chamber and the force endured by the impeller were obtained under three NPSHa. The results show that cavitation increases the amplitude of pressure pulsation in pump casing sharply. Due to the presence of the wear-rings, amplitude of pressure pulsation at front side chamber is greater than back side chamber. Broadband pulsation frequency increase with the cavitation intensifies, especially at axis frequency. Intensification cavitation not only affects the flow pattern of the pump chamber, but also increases the radial and axial forces acting on the impeller.

**Key words:** Centrifugal pump   Cavitation   Pump casing   Unsteady flow   Numerical simulation

---

(上接第 95 页)

## Optimization Design of High-efficiency Non-overload on a Low-specific Speed Centrifugal Pump

Zhang Jinfeng   Zhang Yunlei   Yuan Shouqi   Mao Jieyun

(*Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

**Abstract:** With the aim to meet the demand of a low-specific speed centrifugal pump for the high efficiency and non-overload characteristics at several specific operation points, a series of optimization were done on a model pump TS65 - 40 - 160. An impeller was designed based on the non-overload theory, and by analyzing the inner flow distribution in CFD and verify experiments, several improvements were taken to meet the complicated requirements. After several design improvements and experiments, an optimized scheme was obtained, whose head are slightly higher than the given indexes in the shut-off, designed and maximum flow rate points, and the maximum unit-efficiency is increased by nearly 14% , and the pump efficiency also meet the national standard requirement, and the shaft power has the non-overload trend, and the power value at  $48 \text{ m}^3/\text{h}$  is within the motor power. Through many results comparisons from CFD and experiment, a conclusion is drawn that the simulation error is small and it can meet the requirement for model optimization.

**Key words:** Low-specific speed centrifugal pump   Multi-conditions   Non-overload   Optimization design