# 基于数值模拟方法的船用离心泵减振研究

# 杜喆华

(武汉第二船舶设计研究所,武汉 430064)

摘要:某船用离心泵的振动较大,已经影响到船舶执行任务。在工程实践的基础上,通过对振动测试数据的分析,提出了造成设备振动偏大的原因。基于数值模拟分析的现代设计方法,对该泵进行了改进设计。结果表明,改进后的船用离心泵能够安全稳定的运行,泵内流体流动比较均匀,在设计工况下的运行状态良好。改进后,样机的水力性能满足技术要求,振动水平大幅下降。

关键词:离心泵;减振;船舶;数值模拟 中图分类号:U661.44 文献标识码:A 文章编号:1672-9242(2012)03-0118-07

# Research on Vibration Attenuation of Ship Centrifugal Pump Based on Numerical Simulation

#### DU Zhe-hua

(Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China)

**Abstract**: Centrifugal pump vibration of a ship has great influence on ship operation. The possible causes of too strong vibration were put forward through analysis of tested vibration data and base on engineering practice. Improvement design was carried out on the pump using modern design method based on numerical analysis. Numerical simulation of the improvement design showed that the improved pump can run safely and steadily; liquid flow in the pump is relatively even; the running state under working condition is good. The waterpower performance of the prototype can meet the requirement of specification and the vibration is greatly reduced.

Key words: centrifugal pump; vibration attenuation; ship; numerical simulation

船舶的各个系统中大量使用离心泵。船用离心 泵在使用过程中,有可能因为众多因素的联合影响 造成泵体非正常振动,并引发与离心泵相连管路振 动,进而激励船体振动产生噪声,影响船上人员的身 心健康。此外,还有一部分噪声沿管路经通海阀向 水中辐射,若强度过大,将对船舶执行任务造成巨大 障碍。在日益提高的现代船舶舒适性及军事发展先 进性的要求下,船用离心泵不能仅满足于正常使用 工况的要求,还必须最大限度地减小振动。

文中的研究对象为某型船用离心泵,该泵存在

收稿日期: 2011-12-31

作者简介: 杜喆华(1980—),男,湖北武汉人,硕士研究生,从事船舶系统技术研究工作。

振动较大的问题。结合工程实践对可能的原因进行 了分析,然后运用SolidWorks和Fluent软件对改进方 案进行数值模拟分析,最后制造样机加以验证。

# 1 概述

为了尽可能降低该泵的振动水平,研究对象包括泵和底座。泵主要由泵体、泵盖、支座、泵轴、联轴器、叶轮、密封环、轴套、填料压盖以及电动机等部件组成,底座由铸钢铸造而成,其外形如图1所示。



图1 某船用离心泵及底座外形

Fig. 1 Overall diagram of a marine pump

该泵额定流量为100 m<sup>3</sup>/h、额定扬程为43 m、必 需汽蚀余量为4.9 m、配套电机转速为2980 r/min、配 套电机功率为22 kW。





图 2 机脚振动线谱 Fig. 2 Diagram of vibration line-spectrum

# 2 原因分析及减振措施

作为一种旋转流体机械,离心泵运行时会因为



图 3 机脚振动 1/3 倍频程谱 Fig. 3 Vibration spectrum of 1/3 frequency multiplication

各种各样的影响而产生振动,大致可分为自激振动 和环境振动<sup>III</sup>。导致船用离心泵运行振动较大的原 因是多方面的,但结合该泵安装情况、运行工况以及 振动频谱图,设备振动偏大的原因可能是不合理的 水力设计。在运行过程中,泵体内水力流态会发生 异常,造成水力波动增大,从而导致离心泵振动较 大,当气蚀发生后,泵体内会出现强烈水力冲击,产 生较大振动和噪声<sup>IZI</sup>。综上所述,该泵主要振动源是 泵体,造成振动偏大的主要原因是内部流体的激励 振动。

原泵水力模型已经不能满足振动方面的要求, 因此必须对水力模型进行重新设计。新设计离心泵 的水力模型不仅要满足性能指标要求,还应保证额 定流量在性能曲线的最优范围内,这将有效降低水 力原因引起的振动。

# 3 数值模拟分析

数值模拟软件和计算机硬件的飞速发展使得 用数值模拟的方法分析泵的各类特性成为了可 能。目前,商用有限元分析软件和CFD软件能够广 泛地应用于泵结构模态分析和泵内流动的研究和 计算分析中。对该船用离心泵的改进研究设计,笔 者采用了一种基于数值模拟分析的离心泵现代设 计方法。在研究、设计过程中,运用SolidWorks 软 件分析了改进设计方案的泵结构模态,并运用 Fluent软件仿真计算分析了泵内流场,泵内的流场 可视化,并能预估泵的性能<sup>13</sup>。图4是典型的数值 模拟计算步骤。



图4 数值模拟计算步骤 Fig. 4 Numerical simulation steps

# 3.1 模态分析

## 3.1.1 模型

泵体脚板和电机脚板分别与底座固定,底座通过 螺栓固定在支撑物上,用来支撑离心泵和电机,离心 泵和电机之间由支架联接。从模态分析角度看,它们 需要作为一个整体进行分析。模型如图5所示。



图5 模型 Fig.5 Model diagram

#### 3.1.2 边界条件

对底座的6个螺栓孔圆柱面进行固定,分别沿圆柱面的轴向、径向、圆周方向进行全约束。对模型施加平行于底座平面且竖直向下的重力加速度g,数值取9.81 m/s<sup>2</sup>。其边界条件如图6所示。



图 6 边界条件 Fig. 6 Schematic diagram of boundary conditions

## 3.1.3 网格划分

泵体、电机与底座均采用标准四面体实体单

元进行划分网格,单元共计122633个,节点数为205359。其单元划分如图7所示。



图 7 单元划分 Fig. 7 Diagram of divided units

# 3.1.4 结果及分析

通过 SolidWorks Simulation 有限元分析模块计算,前10阶频率如表1所示,振型如图8所示。

#### 表1 前10阶频率

Table 1 10-order frequency table

模态数	频率/Hz	周期/s
1	110.71	0.009 033
2	159.65	0.006 264
3	227.89	0.004 388
4	277.67	0.003 601
5	319.50	0.003 130
6	369.75	0.002 705
7	429.87	0.002 326
8	523.19	0.001 911
9	571.32	0.001 750
10	621.26	0.001 610



图 8 第 1 阶模态 Fig. 8 First order modal analysis diagram

由表1可以看出,离心泵的前10阶固有频率在

110.71~621.26 Hz之间,固有频率随着阶数增大而 呈现从小到大分布的规律。离心泵转动频率是 49.33 Hz,第一阶模态频率与水泵转动频率相距甚 远,不会引起共振。其他高阶频率与水泵转动的相 应倍频相差较多,也不会引起共振。

模态分析表明,改进后的船用离心泵能够安全 稳定地运行。

## 3.2 流场分析

#### 3.2.1 设计工况及物性参数

额定流量为100 m³/h, 配套电机转速为2980 r/min,入口压力为101325 Pa,流体密度为998.2 kg/m³, 流体黏度为0.001003 kg/(m·s)。

## 3.2.2 三维流道实体模型

离心泵的过流部件包括叶轮、蜗壳、进出水管, 首先要建立泵体内部流体流动的计算模型,然后才 能进行流场数值计算。文中利用三维设计软件 CATIA分别建立其叶轮、蜗壳、进出水管的流道模 型,进而将部件装配建立离心泵三维流道实体模 型。为了保证流体能够平稳入流,模型增加了进口 延伸段,如图9所示。



图 9 整机流道三维模型 Fig. 9 Three-dimensional model diagram of whole flow channel

#### 3.2.3 网格划分

将得到的整机流道三维模型导入到前处理软件 GAMBIT中进行网格划分。网格划分采用非结构化 四面体网格,整机流道模型网格划分如图10所示。 对部分部件进行了网格加密,如叶轮及蜗壳隔舍处, 整机流道区域网格数量为468786个。

## 3.2.4 计算模型

文中选用雷诺时均方程法对N-S控制方程作时间 平均,压力速度耦合采用SIMPLE算法(Semi-Implicit



图 10 整机流道模型网格划分 Fig. 10 The meshing diagram of whole flow channel model

Method for Pressure Linked Equations),选取标准 k- ε 两方程湍流模型,离散差分方程采用二阶迎风格式。应用亚松弛迭代计算代数方程,压力亚松弛系数为0.3,速度项为0.7,湍动能亚松弛系数为0.8,湍动能耗散率项为0.8,设定收敛精度为10<sup>-4</sup>。

### 3.2.5 边界条件

进口边界条件:根据流量及进口截面积计算出流 道区域的速度进口条件为2.26 m/s,计算入口湍流取 值按水力直径(125 mm)及湍流强度(5%)给定。

出口边界条件为取出流边界条件。

壁面条件为叶轮、泵体与液体相接触的固体壁 面上均采用无滑移壁面条件,其余固体壁面都设置 为静止壁面<sup>[5]</sup>。惯性载荷条件为2980 r/min。

## 3.2.6 计算结果及分析

离心泵整机流场参数分布如图11-图15所示。



图 11 离心泵整机流场总压力分布 Fig. 11 Total pressure distribution diagram of flow field

从图11可以看出,离心泵整机流道内除了出现 局部高压和低压区外,流体的压力分布比较均匀,且 呈现出比较强的轴对称性,这有助于降低径向力,减 小整个泵体的振动。



图 12 离心泵整机流场绝对速度分布 Fig. 12 Absolute velocity distribution diagram of flow field



图 13 离心泵整机流场速度矢量 Fig. 13 Velocity vector diagram of flow field



图14 离心泵叶轮片速度等值线

Fig. 14 Speed contour diagram of centrifugal pump impeller



图15 泵叶轮片总压力等值线

Fig. 15 Total pressure contours diagram of centrifugal pump impeller

由图 12—图 13 可以看出,流体在泵体内部流动 比较均匀,无明显的流动分离和冲击现象。伴随着 叶轮的旋转做功,流体在蜗壳进口附近流速较均匀, 在顺着泵壳导流的方向流体速度不断升高,随着流 体流向出口,速度逐渐变低,至泵出口区域才慢慢降 低。这些结果都表明该离心泵在设计工况下运行状 态良好。

由图 14 可以看出,在叶轮出口靠近吸力面处的 速度小于靠近压力面的速度。从整体上看,叶片背 面后盖板侧速度高于前盖板侧,叶片工作面前盖板 侧速度高于后盖板侧。全区流场分布较好,没有分 离区的出现,说明水力设计正确。

从图15可以看出,叶片上压力都是由入口到出 口不断升高,且幅值比较大,表明动能已大部分转换 为压力能;叶片工作面压力较背面压力高,而且从叶 轮进口到出口,压力经历了先降低后升高的过程,一 定程度上造成了工作效率的降低。

由数值分析还可计算出泵体与叶轮的受力情况,计算结果分别见表2一表3。

#### 表2 泵体受力计算结果

Table 2 Force calculation results of pump body

项目		压力/N	
	x	У	Z
叶轮	42.60	-8 536.27	-462.20
泵壳	-6 341.08	-285.86	125 757

#### 表3 泵体叶轮力矩计算结果

Table 3 Impeller torque calculation results

Ν	•	m
---	---	---

x	у	z	
96.46	-734.17	125.05	

#### 根据表2和表3可知:

1) 叶轮径向(x向与z向)力都远小于轴向(y向)
 力,泵壳径向力都远大于轴向(y向)力;

2) 泵壳所承受的力都比叶轮所承受的力大,且
 泵壳承受较大的径向力,不容忽视;

3) 叶轮承受的径向力比较小,可以大大改善泵 内流场较强的非轴对称性,使得泵内流场分布比较 均匀,叶轮径向力非常小,从而减少泵体径向方向的 振动。 4)性能预测。设计工况为:扬程 *h*=42.5 m;效率 η=73%。

# 4 试制及试验

## 4.1 样机试制

根据振动噪声控制措施和CFD仿真计算结果, 对原离心泵进行重新修改设计,然后制造了一台离 心泵样机,其泵体外形如图16所示。



图 16 船用离心泵泵体外型 Fig. 16 Outline map of ship centrifugal pump

## 4.2 试验数据及分析

根据GB/T 3216—2005《回转动力泵 水力性能 验收试验 1级和2级》的要求,搭建试验平台,测试 其水力性能。

根据JB/T 8097—1999《泵的振动测量与评价方法》的要求,搭建试验平台,测试其振动数据。

1) 水力性能。离心泵样机的水力性能符合技 术要求,样机性能曲线如图17所示。



图 17 船用离心泵性能曲线

Fig. 17 Performance curve of ship centrifugal pump

 2)振动数据。样机的振动水平较原离心泵大 幅下降,整改措施达到预期效果。典型测试频谱如 图18和图19所示。



图18 机脚振动线谱





图19 机脚振动1/3倍频程谱

Fig. 19 Vibration spectrum of 1/3 frequency multiplication

# 5 结论

运用SolidWorks软件分析改进了设计方案船用 离心泵的结构模态,并运用Fluent软件仿真计算分 析了泵内流场,可以揭示离心泵整体结构特征、内 部流动特征以及水力设计中存在的问题,从而可有 的放矢地修正设计方案。此外,该方法可以对主要 性能参数进行预测,预测结果有一定的工程应用价 值,从而减少相关试验验证次数,提高研制效率,节 约成本。

船用离心泵振动改进的成功,不仅大幅降低了 设备的振动水平,同时在研究过程中加深了对振动 控制工作的认识,初步形成了以CFD数值模拟为基 础一套研究思路和方法,并积累了大量有益的经验, 可为其他类似离心泵振动改进提供一定的借鉴。

#### 参考文献:

- [1] 吴仁荣.船用离心泵的运行振动和减消措施[J]. 机电设备,2004(6):37—39.
- [2] 王新海,杜喆华,穆岩,等.船用离心泵减振改进数值模 拟分析研究[J].船舶工程,2011(2):125-129.
- [3] 唐辉,何枫.离心泵内流场的数值模拟[J].水泵技术,

(上接第110页)

- [2] 舒德学,杨晓然,罗勇. 纯锌在热带海洋环境下的大气腐 蚀行为及规律[J]. 装备环境工程,2007,4(3):45-48.
- [3] 王光雍,王海江,李兴濂,等. 自然环境的腐蚀与防护[M]. 北京:化学工业出版社,1996:29-31.
- [4] 翁诗甫. 傅里叶红外变换光谱分析[M]. 北京:化学工业出版社,2010:291—342.
- [5] 屈庆,严川伟,张蕾,等. Zn初期大气腐蚀中NaCl和SO<sub>2</sub>
   的协同效应[J].中国有色金属学报,2002,12(6):1273—
   1276.
- [6] 严川伟,高天柱,史志明,等. NaCl对含SO<sub>2</sub>环境中Zn大 气腐蚀的影响[J]. 金属学报,2000,36(3):272-274.

.....

(上接第114页)

而提高了试验效率,缩短了产品研制周期,在工程领 域具有一定的借鉴价值。

#### 参考文献:

- [1] GB/T 14211—2010,机械密封试验方法[S].
- [2] ASME QME-1-2002,核电厂用能动机械设备的资格鉴 定[S].
- [3] 周漪. 某弹用硅橡胶密封材料贮存寿命预测[J]. 装备环

(上接第117页)

- [6] 陈旭,梁平,李晓刚,等.管线钢应力腐蚀开裂的影响因素[J].装备环境工程,2007,4(3):21-26.
- [7] 林冠发,相建民,常泽亮,等.3种13Cr110 钢高温高压
   CO₂腐蚀行为对比研究[J].装备环境工程,2008,5(5):
   1-4.
- [8] 王彬,张静,杜敏.咪唑啉类缓蚀剂对含饱和CO<sub>2</sub>的模拟 油田采出液中Q235A钢的缓蚀作用[J].中国腐蚀与防护 学报,2010,30(1):16—20.
- [9] 王任芳,陈云,许林,等.咪唑啉类缓蚀剂的合成及其缓
   蚀性能评价[J].石油化工腐蚀与防护,2006,23(1):39—
   40.

2002(3):3-9.

- [4] MIGUEL Asuaje, FARID Bakir, SMAINE Kouidri. Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005(3):244-255.
- [5] 朱保林. 离心泵内流三维数值模拟[D]. 杭州:浙江工业大学,2005.
- [7] 屈庆, 严川伟, 白玮, 等. SO2存在下 NaC1 沉积量对Zn大 气腐蚀的影响[J]. 金属学报, 2001, 37(1):72-76.
- [8] 屈庆,严川伟,曹楚南.用石英晶体微天平研究 NaCl 对 Zn 大气腐蚀的影响[J].腐蚀科学与防护技术,2002,14
   (3):139—141.
- [9] 屈庆,严川伟,万晔,等. NaCl 沉积对Zn 的大气腐蚀产物 影响的FTIR 光谱研究[J]. 腐蚀科学与防护技术,2002,14 (1):16—18.
- [10] 严川伟,史志明,林海潮,等. Zn在SO₂环境中大气腐蚀初期表面特性研究[J]. 腐蚀科学与防护技术,2000,12(3):
   151—153.

\*\*\*\*\*

境工程,2010,7(5):65-68.

- [4] ISO 11346:2004(E), Rubber, Vulcanized or Thermoplastic– Estimation of Life–time and Maximum Temperature of Use [S].
- [5] 徐世君.温度对机械密封的影响及分析方法[J].机械制造 与研究,2007,36(5):82—83,88.
- [6] ISO 2578—1993, Plastics-determination of Time-temperature Limits after Prolonged Exposure to Heat[S].
- [10] 徐宝军,滕洪丽,王金波,等.咪唑啉衍生物缓蚀剂的研究[J].腐蚀与防护,2003,24(8):340—344.
- [11] 黄红兵,李辉,谷坛,等.四川含硫气田缓蚀剂及应用技术研究[J].石油与天然气化工,2002,31(1):54—58.
- [12] 刘元清,贾丽,李志远,等.油田污水中咪唑啉缓蚀剂浓度检测技术研究[J].石油化工腐蚀与防护,2002,19(4):57—59.
- [13] 于剑祥,王林海,魏强.显色反应法的改进——海上油田高硬污水缓蚀剂浓度检测[J].中国海上油气,2009,21
  (4):264—266.
- [14] 焦其正,付朝阳,王丽荣,等.油气田用咪唑啉类缓蚀剂 浓度的检测方法[J]. 天然气工业,2006,26(6):131-133.