

# 车用清洗系统水泵的优化仿真

## Optimization Simulation of Water pump in vehicle cleaning system

冷鹏飞, 赵文伯, 胡宗杰\*

同济大学汽车学院

**摘 要:** 本文采用 CONVERGE 软件, 使用 MRF+稳态 & Moving Geometry 耦合求解方法, 对车用清洗系统水泵进行了内流数值模拟, 分析出水泵产生噪声的三个主要原因。最后针对噪声产生的三个原因对水泵内部结构进行优化设计, 并验证了方案可以减少远离出口流道的三个叶片之间湍动能, 降低出口压力脉动, 显著减小空穴区域。

**关键词:** 水泵 噪声 结构优化 CONVERGE

**Abstract:** The internal flow numerical simulation of the pump in vehicle cleaning system is carried out by using converge software and MRF coupling solution method, and the 3 reasons of the pump noise are analyzed. Finally, the internal structure of the pump is optimized for 3 reasons of noise generation. And it is verified that the proposed scheme can reduce the turbulent kinetic energy between the three blades away from the outlet channel, reduce the outlet pressure pulsation, and significantly reduce the hole region.

**Key words:** Water pump, Noise, Structural Optimization, CONVERGE

### 1. 引言

近年来, 计算流体力学(CFD) 越来越多地应用于流体机械的设计和流场分析中, 成为预测水泵性能一种重要的辅助设计和计算方法<sup>[9]</sup>。将 CFD 技术应用于冷却水泵的研发, 能够准确的预测水泵的性能曲线、压力动脉以及汽蚀性能, 不但大幅度的降低了水泵的试制、试验成本, 缩短了设计和生产周期, 同时也为水泵产品的优化设计提供了理论依据<sup>[6]</sup>。

车用清洗系统水泵始终存在着较为严重的噪声问题, 其噪声是由各种不同的发音源组合而成的, 其原因主要有以下几点: 轴承或者基础的滑动声音; 压力脉动引起的噪音; 水与泵壳相互摩擦发出的声音; 汽蚀引起的噪音; 流动冲击产生的噪声。在这些噪声中, 压力脉动、汽蚀及流动冲击引起的噪音往往伴随着振动。如果对设备设计过程加以优化, 一般可以避免发生冲击和汽蚀; 而作为轴承基础滑动、压力脉动及摩擦合成音的离心泵噪声经过人为控制是能够进行处理的。

根据噪声的形成机理, 叶轮机械内部的流动噪声可以分为旋转噪声和湍流噪声。旋转噪音产生的原因主要是叶轮在自由空间旋转时, 由于叶片打击周围的流体介质, 叶片邻近的某固定位置上流体受到叶片及其压力场的周期性激励而发声。涡流噪声的主要机理为: (1) 叶轮进口处流动不均匀; (2) 叶片的湍流边界层内的随机压力脉动; (3) 叶片表面的紊流附面层中流体紊乱, 因而产生压力脉动作用在叶片上; (4) 湍流边界层的旋涡从叶片边缘脱落, 从而引起的压力脉动; (5) 二次涡流所产生的噪声。

本文基于 CONVERGE 数值模拟软件, 探究车用清洗系统水泵噪音产生原因, 并对水泵结构进行优化改进, 并验证方案可行性。

## 2. 基于 CONVERGE 的水泵仿真模型构建

### 2.1 水泵内流道计算模型设置

如图 2.1 所示是由水泵三维模型提取包括水泵进出口、及叶片结构的完整的水泵内部流道。

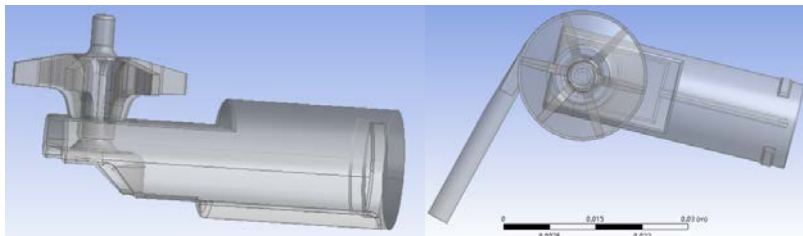


图 2.1 水泵三维模型

CONVERGE 软件要求旋转壁面不能与静止壁面拥有共同边界，为避免旋转的几何边界（叶片）和静止的流道部分发生干涉，需对几何进行调整，将叶片区域与内流道其余部分分离，如图 2.2 所示。将叶片部分与流道壁面相连处分隔开，并分别封闭为独立的边界。

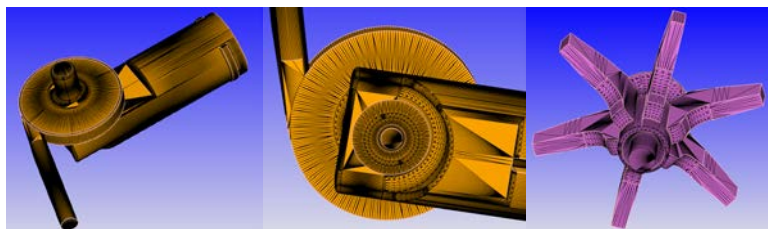


图 2.2 叶轮泵内流场流道模型

CONVERGE 根据流道几何实时划分计算网格：将叶片部分（图 2.2 中紫色部分）设置旋转壁面，指定旋转中心和轴线，以及相应的转速，软件会根据旋转转速和当前时刻的计算时间步长自动结算下个步长的叶片位置，并重新自动划分新的网格，避免了 Fluent 和 CFX 等软件需要分别划分动静网格区域的麻烦。

模型的边界条件设置如图 2.3 及表 2.1 所示，MRF 方法需要将旋转区域划分为独立的计算域，因此将水泵内流道划分为 3 个 region: 1. blade-region, 2. inflow, 3. outflow; 在 3 个 region 之间设置两个 boundary 作为动静区域的交界面 (interface)。为了使模拟计算的边界条件更接近实验真实情况，在水泵内流道出口处增加一段长管，综合考虑计算精度和控制网格总数，选取管长为 30cm，将长管出口端边界条件设为大气环境 (1bar, backflow: Air)，以便流动能够充分发展，设长管为新的 region: 4.tube。在 region 3.outflow 与 4.tube 之间增加 boundary: outlet-1 (interface)，该位置即为水泵内流道出口与长管交界面，该面的压力、流量即为实际水泵内流道出口处的流动特性。

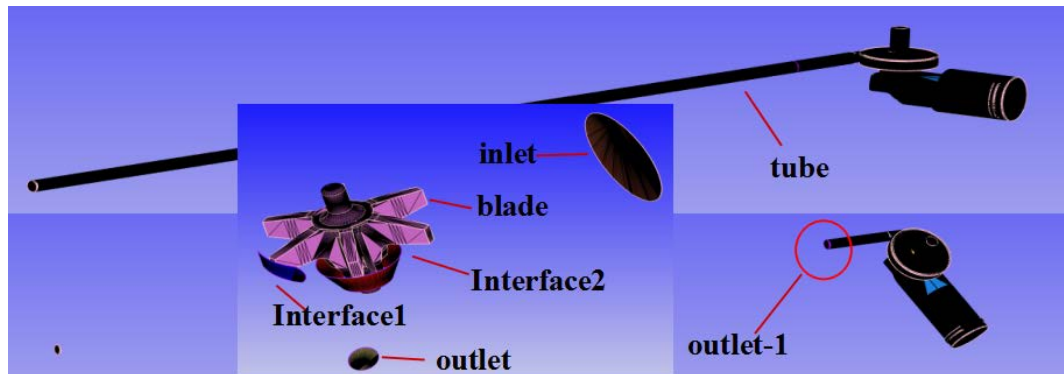


图 2.3 MRF 方法模型边界条件设置

表 2.1 边界条件设置

| 编号 | 边界名称       | 边界条件类型 | 边界条件设置                   | 网格尺寸设置             |
|----|------------|--------|--------------------------|--------------------|
| 1  | innerwall  | 壁面     | Stationary wall (300K)   | 边界层数 2, 加密尺度 $2^2$ |
| 2  | blade      | 壁面     | Rotating wall (20000rpm) | 边界层数 1, 加密尺度 $2^2$ |
| 3  | inlet      | 压力入口   | 1 bar (绝对压力)             | 边界层数 2, 加密尺度 $2^1$ |
| 4  | outlet     | 压力出口   | 1 bar (绝对压力)             | 边界层数 2, 加密尺度 $2^1$ |
| 5  | interface1 | 交界面    | Interface                | 边界层数 3, 加密尺度 $2^3$ |
| 6  | interface2 | 交界面    | Interface                | 边界层数 3, 加密尺度 $2^3$ |
| 7  | outlet1    | 交界面    | Interface                | 边界层数 3, 加密尺度 $2^3$ |
| 8  | tube       | 壁面     | Stationary wall          | ——                 |

调整网格加密方式, 网格的基本尺寸设为  $1 \times 1 \times 1 \text{mm}$ ; 边界层加密: blade\_region: 2 层/ $2^2$ ; inflow, outflow: 2 层/ $2^1$ ; 旋转区域 blade\_region 加密:  $2^2$ ; interface 交界面加密: 3 层/ $2^3$ ; 针对速度 velocity 和空穴系数 void fraction 开启 AMR 自适应加密:  $2^3$ 。初始网格总数为 44 万, 开启 AMR 加密后网格数增大至 70 万左右。

## 2.2 叶轮泵模拟方法选择

本研究使用 MRF (moving reference frame) 运动参考坐标系功能, CONVERGE 软件本身已经简化了运动边界的设置过程, MFR 方法进一步缩短了此类问题的计算时间, 该方法减少了专门为移动边界每个时间步长都重新生成网格的必要性, 有效的提高了针对水泵、涡轮等旋转机械的模拟计算效率。

针对水泵等旋转机械的仿真计算, CONVERGE 提供了三种求解方案, 分别为: MRF+稳态求解器; MRF+瞬态求解器: Moving Geometry+瞬态求解器。三种方法的计算耗时和收敛速度对比如图 2.4 所示。由图可知, MRF+稳态求解器收敛速度最快, 计算耗时最短, 仅为 Moving Geometry+瞬态求解器方法的 1/10。MRF + steady 方法在前期通过自动降低收敛精度的方式可以使流体在更短的时间内充满内流道, 使流动达到稳定的时间大大提前。但同样存在一定不足: 1.在三维后处理时会出现旋转坐标系与惯性坐标系交界面处各变量计算结果存在一定不连续的现象; 2.无法体现出叶轮随时间变化的运动, 不能模拟叶片处于不同位置时内部压力、速度、空穴等变量的变化和差别。

此处选用 MRF+稳态 & Moving Geometry 耦合求解方法, 先通过 MRF+steady 方法计算得到水泵内部流动稳定后的流场计算结果, 再通过 mapping 映射方法将计算得到的稳定流动的流场信息作为 Moving Geometry+transient 方法的流场初始化条件。通过 MRF+steady 方法使流场快速达到稳定, 能够大大节约计算时间; Moving geometry+transient 具有较高的求解精度, 同时也能反应随叶片位置变化, 水泵内部压力、速度、空穴等变量的差异。将两种方法进行耦合, 既可以提高计算效率, 又能够弥补 MRF 自身无法反应叶片旋转对水泵内流场影响的不足。

## 2.4 结果分析

图 2.4 所示为耦合计算方法得到的水泵内流场湍动能分布的模拟结果。在顺时针方向远离出口流道的三个叶片之间湍动能较强，说明此处湍流流动较强，速度波动加大，因此会对水泵叶片形成液力冲击，从而产生振动噪声。

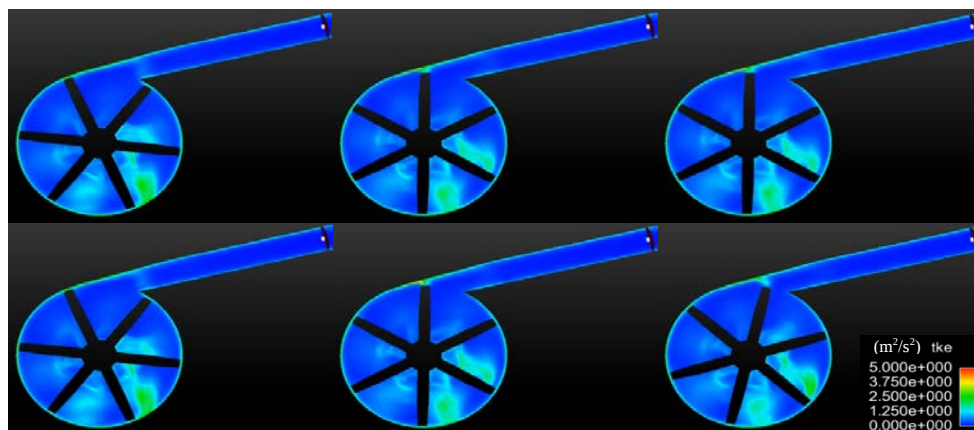


图 2.4 水泵内流场湍动能分布随时间的变化

图 2.5 所示为耦合计算方法得到的水泵内流场压力分布随时间变化的模拟结果。通过耦合方法得到的压力分布随着叶片位置的变化存在显著的变化，当靠近交界面的叶片随着转动，不断接近出口流道的过程中，叶片与水泵内流道壁面的间隙不断增大，水泵出口流道内出现明显的压力波动。

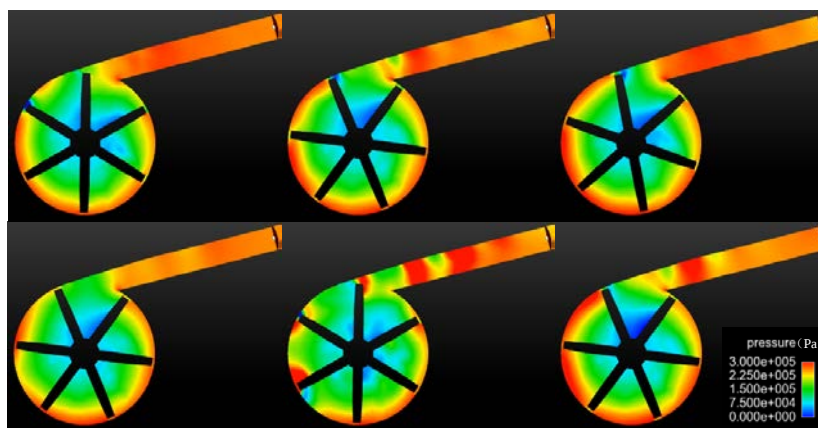


图 2.5 水泵内流场压力分布随时间的变化

水泵内部流体由于叶轮的高速旋转而做离心运动，因此在靠近叶轮轴线的叶片基部会形成负压区，在水泵入口流道与旋转区域的交界面形成吸力面，从而将水从水箱中不断抽入到水泵中。在这种高流速，低压力的流场条件下会形成大量的气穴（空穴）现象，液体在低压区汽化形成微小的气泡，随着叶片的旋转而进入高压区，并在较高的压力下发生溃散破裂，这种现象是造成水泵振动噪声的另一主要原因。图 2.7 所示为水泵内流场空穴三维分布，由图 2.6 可知，叶片与流道壁面的狭小间隙处会形成较强烈的空穴；叶轮转轴顶部与水泵顶盖间的空隙产生大面积的强空穴区域；叶片转轴底部与密封轴承之间的区域也存在一定的空穴现象。

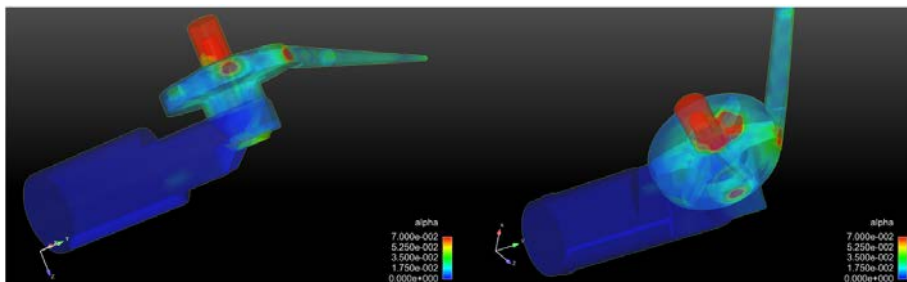


图 2.6 水泵内流场空穴三维分布

### 3. 水泵结构优化分析

#### 3.1 水泵结构优化

根据水泵内流场的分析结果，为减小噪声，现提出了水泵结构优化改进的试用方案。

离心泵压力脉动的波形大致为正弦波，减轻压力脉动的方法主要有采取正弦波相位错开的叶轮、叶轮叶片和泵壳隔舌之间成倾斜相交以及加宽叶片和泵壳隔舌的间隙等方法。其中加宽叶片也泵壳间隙的方法较易实施，间隙加宽有助于减轻水泵内流场的压力脉动，有助于降低振动噪声。

设计如图 3.1 所示的结构优化方案，增大叶片宽度 50%，同时增大叶片与泵壳之间的间隙(4 倍)，并增大旋转区域与出口流道交界面处的流通面积，使之与叶片宽度相匹配。

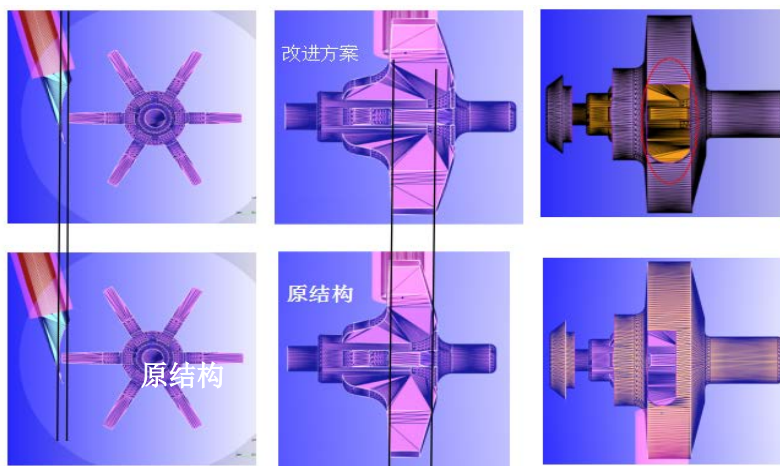


图 3.1 水泵内部结构优化方案

#### 3.2 水泵结构优化分析

优化方案与原结构水泵出口流道湍动能强度对比如图 3.2 所示，由对比结果可知，优化方案水泵出口流道内部的湍流强度与原结构相比显著降低，流动稳定后(0.01 s 后)出口流道的湍动能强度较原结构下降 15%。

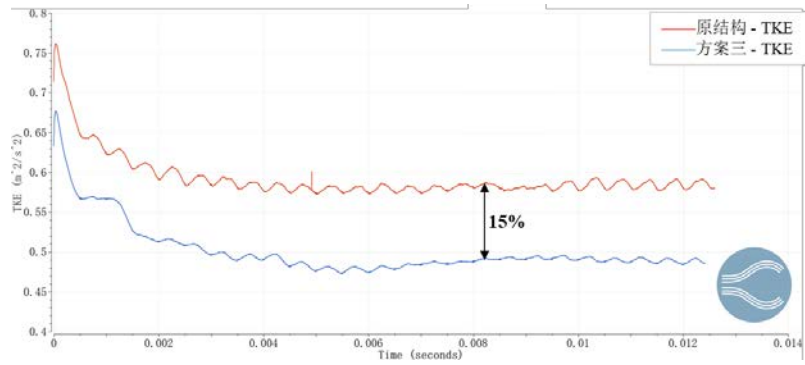


图 3.2 优化方案与原结构水泵湍动能对比

图 3.3 所示为优化方案与原结构水泵旋转区域湍动能分布对比结果，由图可知，按照优化方案对水泵进行结构优化后，叶片区域的湍动能强度显著降低，尤其是在顺时针方向远离出口流道的三个叶片之间湍动能最强的区域（图中红线圈出位置），因此叶片之间犹豫湍流运动导致的压力脉动冲击能够得到有效抑制，有助于减小湍流噪声。

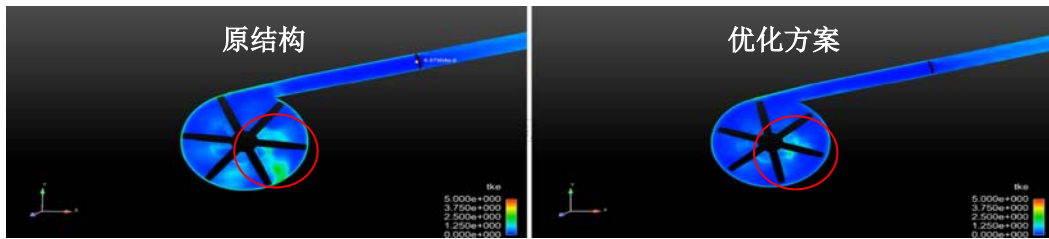
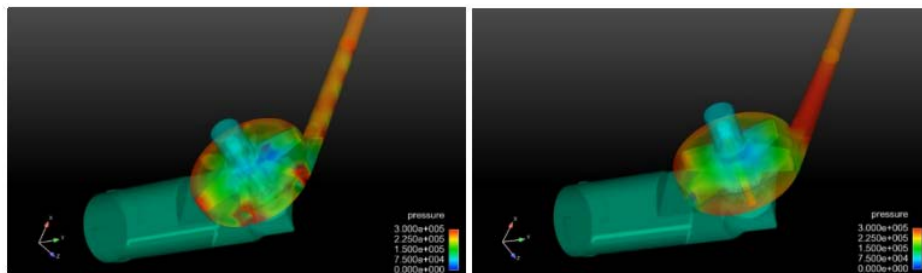


图 3.3 优化方案与原结构水泵旋转区域湍动能分布对比

图 3.4 所示为优化方案与原结构水泵内部压力三维分布的对比结果，对比水泵出口流道的压力分布结果可知，优化方案由于增大了旋转区域与出口流道的流通面积，降低了因为交界面处的几何突变引起的湍流流动强度，因此出口流道内的整体压力分布更为稳定。有利于降低水泵工作过程中产生的振动噪声。



(a) 原结构

(b) 优化方案

图 3.4 优化方案与原结构水泵压力场分布对比

图 3.5 所示为不同时刻优化方案与原结构水泵内部空穴三维分布的对比结果。模拟结果显示，优化方案水泵叶片旋转区域的空穴分布强度明显降低，原结构叶片尖端与流道壁面间隙处存在强烈的

空穴现象，而优化方案的结构由于增大了间隙距离，避免了在这一位置产生空穴现象，由于气泡从低压区进入高压区发生破裂而产生的噪声得到有效抑制。

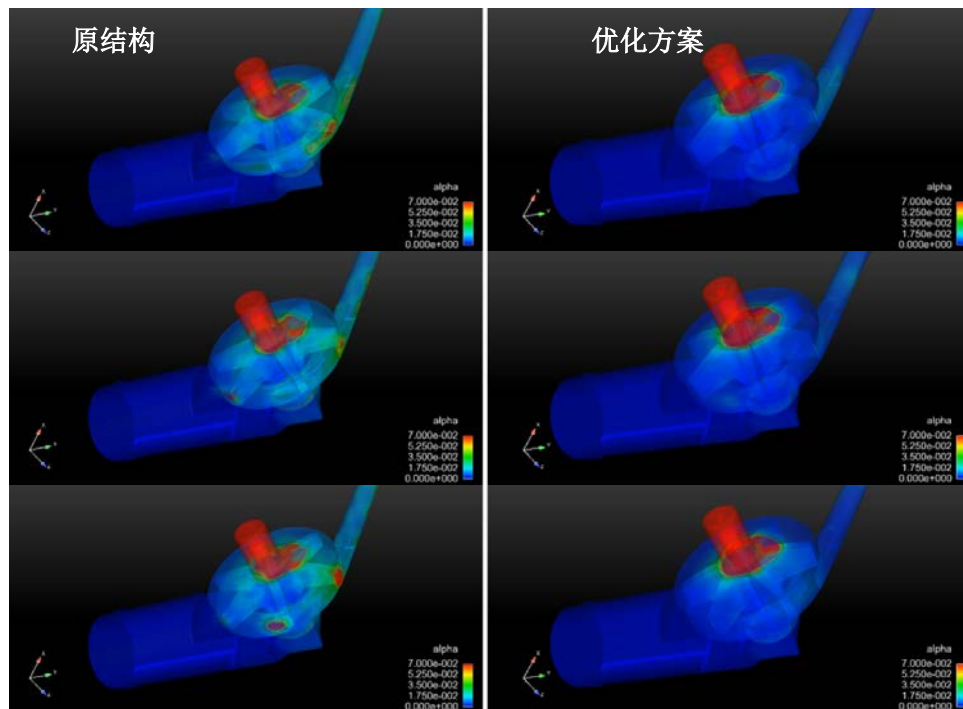


图 3.5 不同时刻优化方案与原结构水泵内部空穴三维分布对比

## 4. 总结

本文应用 CONVERGE 商业 CFD 仿真软件，基于水泵三维数模，根据车载清洗系统的使用需求，建立了适用于离心式叶轮泵内流场流动特性模拟的仿真计算模型，使用 MRF+稳态 & Moving Geometry 耦合求解方法对水泵内流流动特性进行了模拟计算，并对水泵工作过程中存在的振动噪声问题进行了分析研究。确认噪音的产生主要有以下三个原因：远离出口流道的三个叶片之间湍动能较强，湍流流动较强，速度波动较大；出口处的压力脉动；高流速，低压力的流场条件下形成的的气穴进入高压区，在较高的压力下发生溃散破裂。

基于水泵工作噪声的产生机理，通过对水泵内流场流动状态的分析，探索了通过结构改型来降低水泵工作噪声的优化方案，结论如下：增大叶片尖端与水泵流道壁面间隙和流道交界面的流通面积能够有效改善由于空穴气泡破裂溃散导致的空穴噪声，同时能够降低叶片区域的湍流强度，抑制由于涡流造成的叶片壁面处的压力脉动，从而减小湍流噪声。

## 5. 参考文献

- [1] Muggli F A, Holbein P, Dupont P. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(3): 798 - 802.
- [2] Andersen M R, Gu Fahua, MacLeod P D. Application and validation of CFD in a turbomachinery design system. Proceedings of the ASME Process Industries Division, 2003, 21 - 32.
- [3] Muller N, Einzinger J, Lepach T, Kramer S, Thum S, Schilling R. Application of a multi

- level CFD. technique for the design optimisation of hydraulic machinery bladings. Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference 2004, v2: 601 – 608.
- [4] Majidi Kitano. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2):363 – 371.
- [5] 王福军. 计算流体动力学分析 CFD 软件的理论与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [6] 沈栋平, 张洪宝, 杨明, 武为君. CFD 数值模拟在水泵产品开发中的运用. 中国 ANSYS. CFD 年会论文集, 2007: 205-208.
- [7] IVERSON H W. Performance of the Peripheral Pump[Z]. Trans, ASME, 1995.
- [8] WILSON W A, SANTALO M A, OELRICH J A. A theory of the fluid-dynamic mechanism of regenerative pump[Z]. Trans, ASME, 1955.
- [9] 袁涛其, 施卫东, 刘厚林, 等. 泵理论与技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [10] SONG J W, ENGEDA A, CHUNG M K. A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump[J]. Power and Energy, 2003, 217( 3) : 311-321
- [11] 周文斌. 旋涡泵叶轮形状对内部流动及能量性能影响的研究[D]. 镇江: 江苏大学能源与动力工程学院, 2008.
- [12] 刘厚林, 袁寿其, 施卫东, 马皓晨, 袁建平. 双流道泵叶轮内湍流的数值模拟 [J]. 农业工程学报, 2002(3):9-12.
- [13] 王福军. CFD 在水力机械湍流分析与性能预测中的应用[J]. 中国农业大学学报, 2005(4):75-80.
- [14] 王海松. 轴流泵 CAD. CFD 综合特性研究[D]. 中国农业大学, 2005.
- [15] 张慧. 离心泵内部流动的三维数值模拟[J]. 水电能源, 2009(4):181 – 184.
- [16] 王正伟. 流体机械基础[M] 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [17] 卢池. 流体机械内部空化流动的数值模拟[D]. 西华大学, 2006.
- [18] 王福军, 黎耀军, 王文娥, 丛国辉, 王利萍. 水泵 CFD 应用中的若干问题与思考[J]. 排灌机械, 2005(5):1-10.
- [19] Visser F C. Some user experience demonstrating the use of computational fluid dynamics for cavitation analysis and head prediction of centrifugal pumps. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2001, v2: 363 – 368.
- [20] Nohmi Motohiko, Iga Yuka, Goto Akira, Ikohagi Toshiaki. Experimental and numerical study of cavitation breakdown in a centrifugal pump. Proceedings of the ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 2003, v2B: 1251 – 1258.
- [21] Goto Akira, Zangeneh M ehrdad. Hydrodynamic design of pump diffuser using inverse design of the ASME, 2002, 124(2):371 – 376.
- [22] Dupont Philippe, Casartelli Ernesto. Numerical prediction of the cavitation in pumps. ASME Fluids Engineering Divisio (Publication), 2002, 257(2B): 825 – 833.
- [23] Medvitz R B, Kunz R F, Boger D A, Lindau, J W, Yocum A M, Pauley L L. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2002, 124(2):377 – 383.
- [24] 刘厚林, 刘东喜, 王勇, 杜辉, 徐欢. 泵空化流数值计算研究现状与展望[J]. 流体机械, 2011(9):38 – 44.