

## JO115X 液力耦合器流场仿真分析

张永洋<sup>1</sup>, 曾灿飞<sup>2</sup>, 杨朱伟<sup>2</sup>

(1. 海军装备部装备项目管理中心, 北京 100071; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

**摘要:** 采用流体仿真软件 STAR-CCM+, 并基于  $k-\varepsilon$  紊流模型, 对 JO115X 液力耦合器流场开展了仿真分析, 获得了耦合器流场的速度和压力分布情况及涡轮扭矩值。性能试验结果显示: 涡轮扭矩仿真值与试验值最大误差为 6.6%。表明: 仿真分析真实可靠, 可为液力耦合器型腔流场设计提供指导。

**关键词:** 液力耦合器; 流场; 涡轮; 扭矩

**中图分类号:** TH137.331      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4357(2020)05-0031-04

## The Flow Field Simulation Analysis of JO115X Fluid Coupling

Zhang Yongyang<sup>1</sup>, Zeng Canfei<sup>2</sup>, Yang Zhuwei<sup>2</sup>

(1. Equipment Project Management Center, Naval Equipment Department, Beijing 100071;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

**Abstract:** Based on  $k-\varepsilon$  turbulent model, the flow field of JO115X fluid coupling was simulated and analyzed with the fluid simulation software STAR-CCM+. The velocity and pressure distribution of the flow field of the fluid coupling was obtained. The performance test results show that the maximum error between the simulation value and the test value of turbine torque is 6.6%, which means the simulation is reliable and can offer reference for the design of cavity flow field of fluid coupling.

**Key words:** fluid coupling; flow field; turbine; torque

## 0 引言

液力耦合器是一种利用液体动能进行能量传递的液力机械, 通常应用于大型船舶动力传动系统。液力耦合器作为柴油机动力传动的关键部件, 在柴油机主推进系统或柴-柴、柴-燃联合动力系统中, 实现离合、轻载起动、过载保护和隔离扭振等功能, 对柴油机运行起到一定的保护作用<sup>[1-3]</sup>。液力耦合器型腔是液力耦合器研究和设计工作中的重要关注点之一, 过去多依靠经验或试验获得, 产品研发周期长、费用大。液力耦合器工作腔流场对耦合器型腔设计具有很大影响。随着计算流体力学 (CFD) 技术的不断发展, 研究人员开始对耦合器内部的流场进行仿真研

究<sup>[4-6]</sup>, 获得了流场内三维流动情况, 较以往的一维束流<sup>[7-8]</sup>具有更加丰富的信息, 为改进液力耦合器型腔设计方法提供了一种新的手段。

本文采用 STAR-CCM+ 软件, 并基于  $k-\varepsilon$  紊流模型对 JO115X 液力耦合器流场进行仿真分析, 以期获得更加准确的耦合器流场压力和速度分布情况以及涡轮的扭矩值, 为液力耦合器的型腔设计提供参考。

## 1 液力耦合器内部流场数学模型

## 1.1 流动控制方程

流体在流动过程中必须满足三个客观规律: 质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律。对一定控制体积的流体运用这三个规律可以得到描述其

收稿日期: 2020-04-01; 修回日期: 2020-05-22

作者简介: 张永洋(1983—), 工程师, 主要研究方向为船舶动力装备及自动化管理, taiyangz725@163.com。

流动状态的控制方程组。考虑到流体在不可压缩的条件下, 动量方程与能量方程是非耦合的, 因此只须联立求解质量方程和动量方程就可得到流场的分布。

液力偶合器的工作介质在 60 °C 时的密度为 870 kg/m<sup>3</sup>, 动力黏度为 0.051 724 Pa · s。由于正常情况下工作介质的压缩性与黏度变化很小, 对仿真结果的影响可以忽略, 因此假设密度与黏度不变。此外, 在液力偶合器中无质量源项, 但液力偶合器高速旋转下其离心力及体积力 (重力) 较大, 因此动量源项不可忽略。

据此, 质量方程简化为:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

动量方程简化为:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} + S_i \quad (2)$$

## 1.2 湍流模型

将三个方向的速度分量和压力均以平均量和脉动量两项之和的形式表达:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (4)$$

流体的动量方程与能量方程在不可压缩的情况下是非耦合的, 同时忽略能量方程的时间平均, 将式 (3)、(4) 代入式 (1)、(2) 得到平均运动的质量方程和动量方程:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial (-\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} + \bar{S}_i \quad (6)$$

此时采用 Boussinesq 假设 (式 7) 解决方程组 (5) 和 (6) 不封闭的问题。对于一般三维情况, 该假设可写成:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \rho \varepsilon_m \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (7)$$

式中:  $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$ , 为湍流脉动总动能;  $\varepsilon_m$  为涡黏性系数, 与运动黏度  $\nu$  相当。

如何计算  $k$  和  $\varepsilon_m$  的值是求解方程 (7) 的关键。根据计算时引入偏微分方程的个数, 涡黏系数法分为零方程模型、一方程模型和两方程模型。液力偶合器流场分析中采用  $k$ - $\varepsilon$  模型, 这是一种两方程模型, 是目前工程上应用较多、计算效果较好的模型。

两方程模型中  $\varepsilon_m$  用式 (8) 估计:

$$\varepsilon_m = \frac{c_\mu k^2}{\varepsilon} = c_\mu k^{\frac{1}{2}} l \quad (8)$$

式中:  $c_\mu$  为常数, 通常采用的经验值为 0.09;  $\varepsilon$  为湍流耗散率;  $l$  为湍流脉动长度尺度;  $k$ 、 $\varepsilon$ 、 $l$  三个物理量之间的关系为  $\varepsilon = k^{2/3}/l$ 。由相应的输运方程可以得到  $k$ 、 $\varepsilon$  的微分方程:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (9)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\varepsilon_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

方程 (5) ~ (10) 共同构成计算湍流流动的封闭方程组。 $k$ 、 $\varepsilon$  方程中的常数推荐值为  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

## 1.3 边界条件

液力偶合器工作时其工作介质由于自身黏性作用将粘附在液力偶合器叶片的外表面和壳体的内表面, 不发生相对滑动, 因而具有与壁面相同的速度, 即可施加无滑移边界条件:

$$\mathbf{u}_f = \mathbf{u}_w \quad (11)$$

式中:  $\mathbf{u}_w$  为壁面速度, 偶合器绕轴线以一定的角速度旋转,  $\mathbf{u}_w = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$ 。

## 2 JO115X 液力偶合器流场仿真

采用 STAR-CCM + 软件对 JO115X 液力偶合器流场进行仿真计算。JO115X 型液力偶合器为普通型斜叶片液力偶合器, 其循环圆有效直径为 1 150 mm, 泵轮和涡轮叶片数分别为 23、22, 叶轮间距为 4 mm。

### 2.1 物理模型设置

通常认为液力偶合器的工作介质是不可压流体。计算多个工况下的稳态流动情况, 工作介质与叶片的外表面和壳体的内表面接触的边界均处理成无滑移边界; 忽略流体进出的影响, 将整个工作腔视为封闭区域进行计算。物理模型设置如表 1 所示, 参数值如表 2 所示。

表 1 物理模型设置

|      |       |
|------|-------|
| 空间   | 三维    |
| 时间   | 稳态    |
| 运动   | 运动参照系 |
| 材料   | 液体    |
| 流动   | 分离求解  |
| 状态方程 | 常密度   |
| 黏性格式 | 湍流    |

表 2 模型参数

|                              |                 |
|------------------------------|-----------------|
| 计算工况温度/℃                     | 60              |
| 工作介质密度/(kg·m <sup>-3</sup> ) | 870             |
| 工作介质黏度/(Pa·s)                | 0.051 724       |
| 输入转速/(r·min <sup>-1</sup> )  | 525、550、575、625 |
| 滑差率/%                        | 1.7             |
| 求解算法                         | SIMPLE          |
| 紊流模型                         | k-ε 高雷诺数模型      |

2.2 计算网格

表 3 网格基本参数和数量

| 网络    | 网格尺度参数  |     | 网格总数      | 各轮 | 网格数量      |
|-------|---------|-----|-----------|----|-----------|
| 面网格   | 基本尺寸/mm | 10  | 738 530   | 泵轮 | 365 567   |
|       | 最小尺寸/mm | 2.5 |           | 涡轮 | 372 954   |
|       | 最大尺寸/mm | 10  |           |    |           |
| 四面体网格 |         |     | 4 127 027 | 涡轮 | 2 009 904 |
| 边界层网格 | 层数      | 3   |           | 涡轮 | 2 117 123 |
|       | 拉张因子    | 1.3 |           |    |           |
|       | 厚度/mm   | 8   |           |    |           |

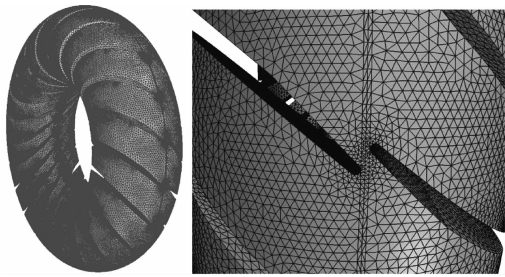


图 1 体网格和体网格局部放大视图

由于泵轮和涡轮叶片较复杂,要保证网格能够较好地捕捉到几何特征,须采用较小的网格尺度,并且采用四面体网格。因此,本模型采用的网格处理方案如下: Surface Remesher (表面重构) + Tetrahedral Mesher (四面体网格划分) + Prism Layer Mesher (边界层网格划分)。主要区域的网格大小和生成的网格数量如表 3 所示。生成的网格如图 1 所示。

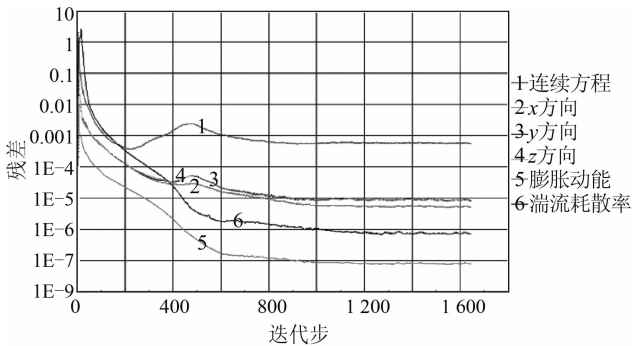


图 3 残差收敛曲线

2.3 计算条件设置

在计算过程中要设置求解停止标准,STAR-CCM + 中提供了多种选择,通常使用残差标准。但本次研究主要关心的是扭矩是否达到稳定,因此监控计算过程,如果 30 个迭代步内扭矩波动不大于 1 N·m,则认为计算达到收敛,停止计算。

经计算,涡轮的扭矩随迭代收敛的曲线如图 2,残差曲线如图 3。

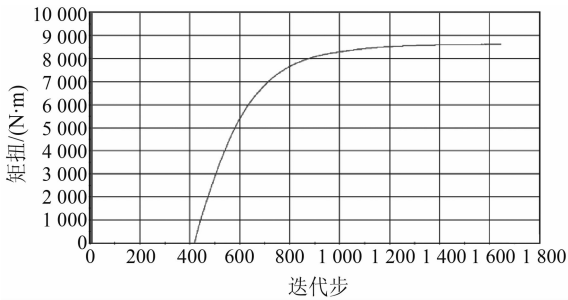


图 2 扭矩迭代收敛曲线

3 仿真结果分析

3.1 流场分析

以工况 1 (输入转速 525 r/min) 为例进行流场云图 (图 4) 分析。

从图 4 中可以看出: 接近壁面的绝对速度向中间逐渐增大。图 5 所示是泵轮和涡轮交界面的相对速度。可以看出: 圆周边缘速度最大,靠内相对较小,中部有部分区域几乎为 0,即油液是相对静止不动的,不参与液力偶合器的能量传递。这部分面积越小,效率越高。

图 6、图 7 所示为泵轮、涡轮的压力分布。可以看出: 圆周边缘压力最大,靠内相对较小,中部有部分区域为 0; 泵轮型腔和涡轮型腔压力分布规律相同,最大值略有不同,最大值出现在最外侧的小圆环上,对流动及扭矩的贡献均不大。

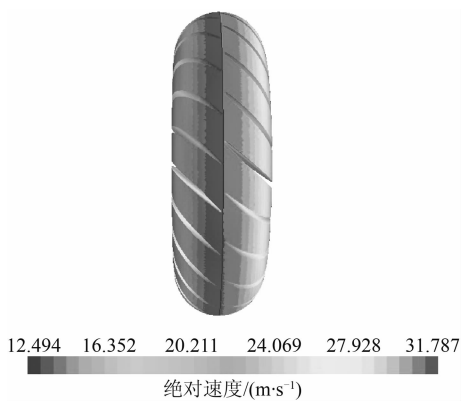


图 4 壁面绝对速度分布

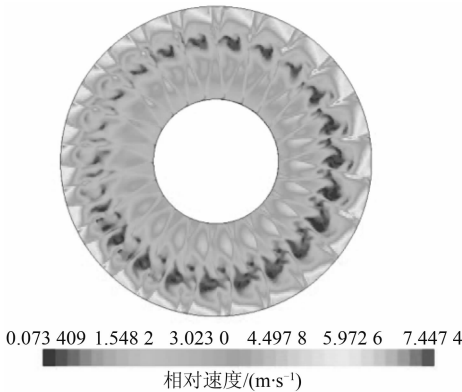


图 5 交界面相对速度分布

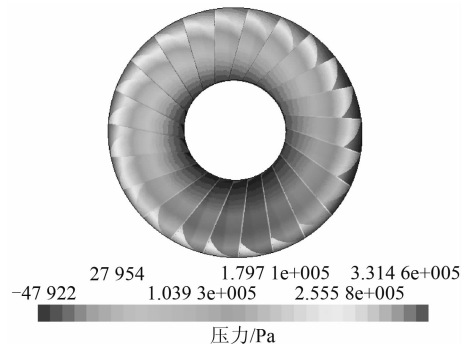


图 6 泵轮壁面压力分布

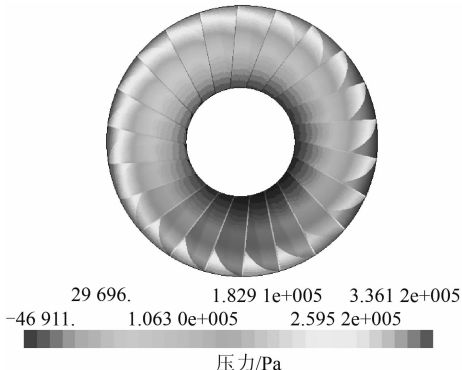


图 7 涡轮壁面压力分布

如图 8、图 9 所示为涡轮型腔内的截面速度矢

量和压力分布图。可以看出：沿径向外侧，油液从泵轮流入涡轮，速度较大；沿径向内侧，油液从涡轮流向泵轮，速度较小；中间有个速度过渡区，从而形成一个涡流。这个涡流越小越好。

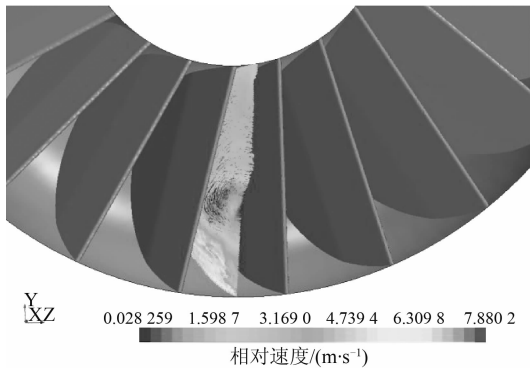


图 8 平行涡轮型腔截面速度矢量分布

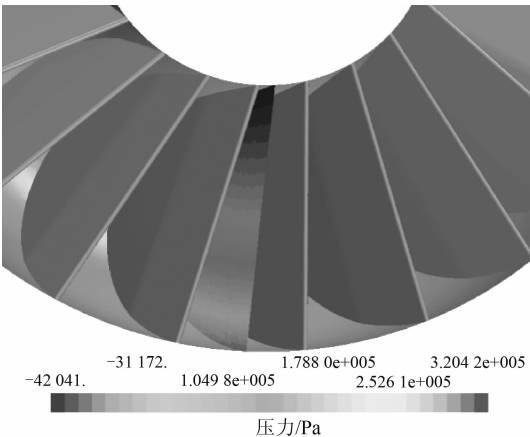


图 9 平行涡轮型腔截面压力分布

3.2 涡轮扭矩仿真结果与试验值对比分析

为验证涡轮扭矩仿真结果的合理性，开展了 JO115X 液力耦合器性能试验。依次在 525、550、575、625 r/min 转速下进行试验。图 10 为试验现场。



图 10 JO115X 液力耦合器性能试验现场

对采集到的试验数据进行处理，并与 STAR-CCM + 软件的仿真值做比较，结果如表 4 所示。可见仿真和试验值吻合较好，最大误差为 6.60%。

(下转第 49 页)

[8] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 往复式内燃机 中高速往复式内燃机底脚结构噪声测试规范: GB/T 20787—2006 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.

[9] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 船用柴油机辐射的空气噪声限值: GB 11871—2009 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.

[10] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 往复式内燃机 噪声限值: GB/T 14097—2018 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.

[11] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 船用柴油机辐射的空气噪声测量方法: GB/T 9911—2018 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.

[12] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 往复式内燃机 声压法声功率级的测定 第 1 部分: 工程法: GB/T 1859. 1—2015 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.

[13] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 往复式内燃机 声压法声功率级的测定 第 2 部分: 简易法: GB/T 1859. 2—2015 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.

[14] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 低噪声内燃机电站噪声指标要求及测量方法: GB/T 21425—2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

[15] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 曲轴轴系扭转振动的测量和评定方法: GB/T 15371—2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

[16] 中华人民共和国质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 往复式内燃机 性能 第 5 部分: 扭转振动: GB/T 6072. 5—2003 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.

[17] 中华人民共和国工业和信息化部. 船用柴油机轴系振动测量方法: CB/T 3853—2011 [S]. 北京: 中国船舶工业综合技术经济研究院, 2011.

[18] 中华人民共和国工业和信息化部. 船用柴油机轴系扭转振动评级: CB/T 3325—2013 [S]. 北京: 中国船舶工业综合技术经济研究院, 2013.

(上接第 34 页)

表 4 仿真分析与试验值对比

| 工况 | 泵轮转速/<br>( $r \cdot \min^{-1}$ ) | 涡轮转速/<br>( $r \cdot \min^{-1}$ ) | 滑差/%    | 涡轮仿真<br>转矩/<br>( $N \cdot m$ ) | 涡轮试验<br>转矩/<br>( $N \cdot m$ ) | 误差/% |
|----|----------------------------------|----------------------------------|---------|--------------------------------|--------------------------------|------|
| 1  | 525                              | 516.0                            | 1.714 3 | 7 555                          | 8 089                          | 6.60 |
| 2  | 550                              | 540.4                            | 1.745 5 | 8 613                          | 8 867                          | 2.86 |
| 3  | 575                              | 565.0                            | 1.725 0 | 9 126                          | 9 367                          | 2.57 |
| 4  | 625                              | 614.4                            | 1.696 0 | 10 735                         | 10 646                         | 0.84 |

4 结论

本文采用 STAR-CCM + 软件对 JO115X 液力偶合器流场进行仿真计算, 得到了偶合器内部流场的速度、压力分布情况以及涡轮扭矩。仿真结果与试验值对比, 各工况下误差均小于 10%。表明: 仿真计算真实可靠, 为液力偶合器型腔设计提供了一种新手段。

参考文献

[1] 何延东. 基于 CFD 的大功率调速型液力偶合器设计

[D]. 长春: 吉林大学, 2009.

[2] 张红涛, 侯天柱. 液力偶合器流场仿真软件开发及试验验证 [J]. 柴油机, 2012, 34 (6): 32-36.

[3] 申国建. 阀控充液型液力偶合器叶轮设计研究 [D]. 北京: 煤炭科学研究总院, 2019.

[4] 杨威崑, 吴凡, 虞俊. 液力偶合器流场的技术仿真 [J]. 机械设计与研究, 2009, 25 (2): 79-82.

[5] 杨乃乔, 姜丽英. 液力调速与节能 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2000.

[6] 沈小文. 限矩型液力偶合器多流动域流场及参数优化研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2016.

[7] 刘丹丹. 基于 CFD 的液力偶合器流场仿真研究 [D]. 大连: 大连交通大学, 2015.

[8] 卢秀泉, 胡春玉, 柴亚龙, 等. 大功率液力偶合器调速工况瞬态流场特性 [J]. 吉林大学学报, 49 (5): 1539-1546.

[9] 侯天柱, 吴凡, 王天驰, 等. 液力偶合器力矩系数  $\lambda_B$  的修正 [J]. 机械设计与研究, 2011, 27 (1): 31-34; 38.