

基于流固耦合的转子压缩机消音器应力仿真分析

Stress Simulation Analysis of Rotor Compressor Silencer based on Fluid-Structure Interaction

王世基 Wang Shiji 王艳珍 Wang Yanzhen 刘春慧 Liu Chunhui

上海海立电器有限公司，上海，201206

Shanghai Highly Electrical Appliance Co., Ltd., Shanghai, 201206

摘要：消音器是影响转子式压缩机性能和可靠性的关键部件之一，为了研究在极端工况下消音器的可靠性，本文通过采用 Star CCM+建立消音器应力仿真流固耦合模型，对消音器可靠性进行分析，系统性的分析了影响消音器应力的关键因素，通过试验验证了数值模拟的准确性，研究结果表明，消音器厚度、流通面积及r角大小均会对消音器应力产生影响。本文为消音器的抗疲劳设计提供了重要理论依据和工程优化路径。

关键词：转子式压缩机；消音器；数值模拟；流固耦合

0 引言

目前随着转子式压缩机向高转速和大排量方向发展^[1,2]，对其稳定运行可靠性提出了较大挑战。为了评估压缩机在极端工况下消音器的受力情况及稳定运行可靠性，使压缩机在最高转速下进行试验，若消音器结构设计不合理，消音器就可能会有破裂现象产生，消音器作为关键部件，其破裂会严重影响压缩机稳定运行可靠性。

然而在转子式压缩机消音器分析方面，学者大多基于噪音和性能方面展开研究，例如周等^[3]分析了消音器出口位置对油循环率的影响和高等^[4]分析了消音器腔体结构对共鸣噪音的影响，但目前尚未见到通过采用流固耦合技术^[5,6]对消音器可靠性方面的研究分析。

因此，本文通过 Star CCM+建立消音器应力流固耦合仿真模型，对消音器所受应力进行分析，进而结合试验中所遇到的具体问题，系统性的分析了影响消音应力的关键因素，为消音器的高可靠性设计提供思路。

1 仿真方法

1.1 控制方程

整体分析通过采用非稳态流固耦合方法，湍流模型采用精度高的 Realizable k-ε湍流模型，主要控制方程包括：

连续性方程：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量方程：

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

Realizable k-ε湍流方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (4)$$

式中，模型常量 $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ， $C_2 = 1.9$ ， $\sigma_k = 1$ ， $\sigma_\varepsilon = 1.2$ 。

结构控制方程：

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (5)$$

式中， M 为质量矩阵； C 为阻尼矩阵； K 为刚度矩阵； \ddot{x} 为加速度矢量； \dot{x} 为速度矢量； x 为位移矢量； $F(t)$ 为力矢量。

在流固交界面处，流体与固体应力、位移等需满足连续性条件^[7]：

$$\begin{cases} \tau_f = \tau_s \\ d_f = d_s \end{cases} \quad (6)$$

式中， τ_f 为流体应力， τ_s 为固体应力； d_f 为流体位移， d_s 为固体位移。

1.2 仿真模型

此次分析对象为双缸机种，仿真模型包括流体计算域和固体计算域，其中流体计算域包括：上下气缸排气口、上下阀片及挡板处流体域、上下消音器流体域、连接通道流体域，固体计算域为消音器固体和固定消音器的螺栓固体，计算模型示意图如图 1 所示。

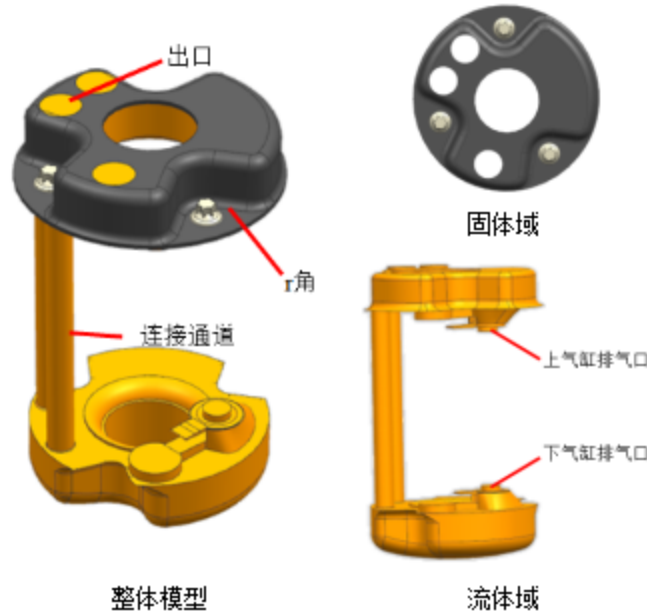


图 1 计算模型示意图

1.3 计算工况及边界条件

仿真计算时，出口边界条件为大气压，出口位置为上消音器出口，与实际试验一致。气缸排气口为入口边界，边界条件为速度进口，进口速度的值为气缸排气口流体速度变化曲线，如图 2 所示，由于为双缸排气，其速度入流条件具有 180°相位差，流体域与消音器固体及消音器固体与螺栓固体分别设置映射接触流固交界面和固固交界面。

流体密度为 900kg/m³，动力粘度为 0.008237Pa·s；消音器密度为 7850 kg/m³，弹性模量为 2×10¹¹Pa，泊松比为 0.3；压缩机运行转速为 7200rpm。

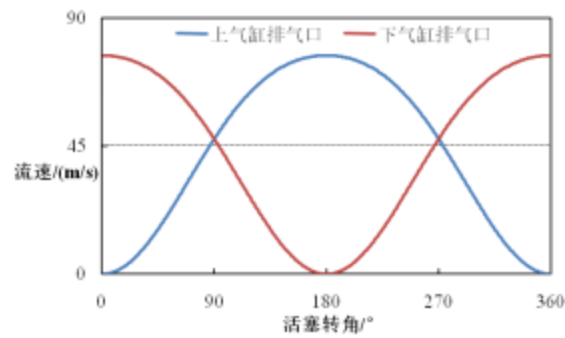


图 2 上下气缸排气口入流速度变化曲线

1.4 网格划分及无关性验证

由于消音器含有大曲率壁面，网格划分时对流体域采用划分效率高，计算精度高的多面体网格，对固体域采用四面体网格，同时对弯曲处及螺栓固定处进行网格加密处理，其网格示意图如图 3 所示，通过对比不同网格数量下的最高应力值，进行了网格无关性验证，从下表 1 可看出，当网格数超过 500909 时，随着网格数的增加最高应力值仅变化了 1%，可认为已达到网格无关收敛解的要求，其中流体域网格数 228943，消音器固体网格数 256524，螺栓固体网格数 15442。

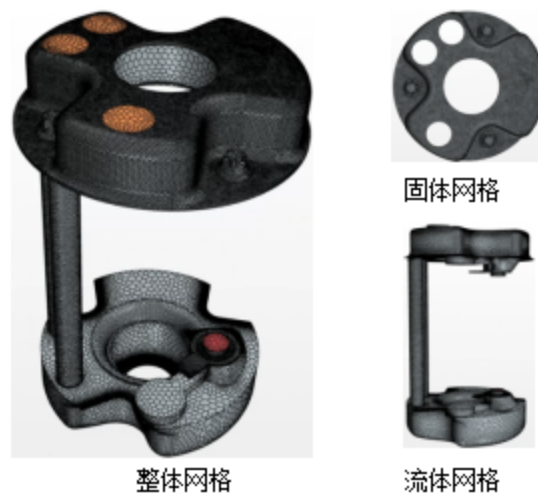


图 3 网格示意图

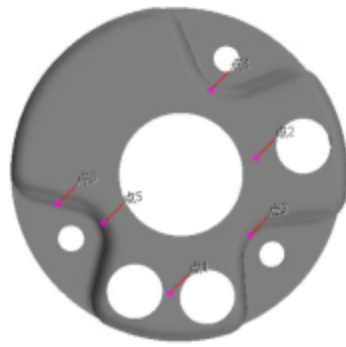
表 1 网格无关性验证

网格数	最高应力值
375751	135
500909	138.5
632033	140

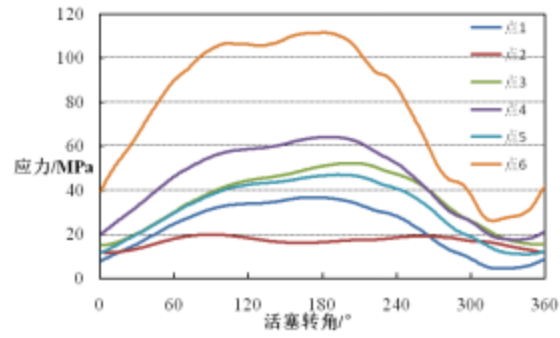
2 消音器整体应力与流场分析

2.1 应力分析

通过在消音器固体壁面设置监测点，分析在不同活塞转角时消音器应力变化趋势。监测点应力趋势如图 4 所示，分析发现，在不同活塞转角时消音器应力呈现动态变化，且在消音器不同位置应力大小不同，最高应力位于 r 角处的监测点 6，处于活塞转角 190° ，相比气缸最高排气流速滞后 10° 。



监测点分布



应力变化趋势

图4 监测点应力变化趋势

最高应力活塞转角下消音器应力分布如图5所示，其高应力区位于两侧r角处，通过在高应力区设置监测点，其应力变化趋势如图6所示，最高应力约为138.5MPa。

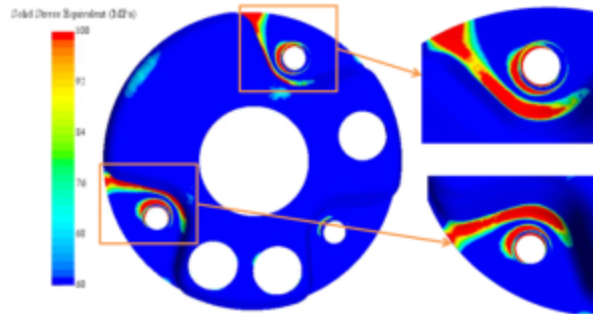
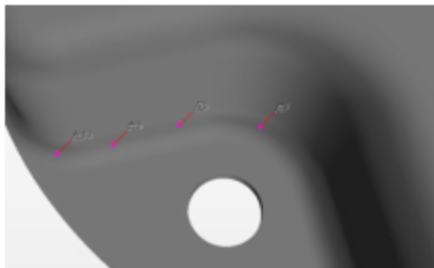
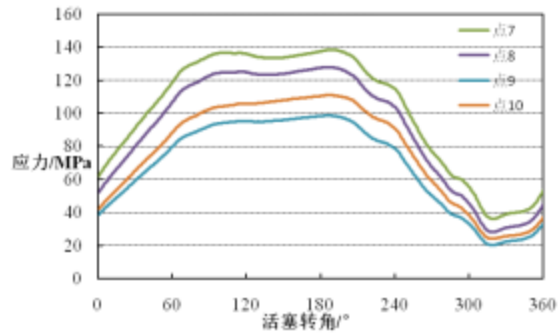


图5 高应力区分布云图



高应力区监测点分布



高应力区应力变化趋势

图6 高应力区监测点应力变化趋势

2.2 流场分析

对消音器流体域与固体域做截面分析在最高应力时消音器内部流体压力分布以及流线速度分布，如下图7所示，可发现，在排气区域整体压力较低，而当远离排气区时，在r角小区域范围内产生局部高压，进而高压流体冲击r角，造成r角疲劳破裂。



最高应力时截面压力分布

最高应力时截面流线速度分布

图7 压力及流线速度分布云图

2.3 仿真与试验对比分析

为验证仿真可靠性，设计了两款仅厚度变化的消音器进行试验分析，方案 1 消音器厚度为方案 2 的 0.6 倍。

将两个方案试验结果与仿真结果进行对比。如图 8 所示，方案 1 试验时在 r 角处产生破裂，通过对比消音器破裂位置及应力云图，消音器在一侧 r 角发生断裂，一侧 r 角产生裂纹，仿真高应力区域同样出现在这两处 r 角区域，与试验破裂位置对应一致。方案 2 试验时消音器完好，仿真时消音器整体应力值低于方案 1。

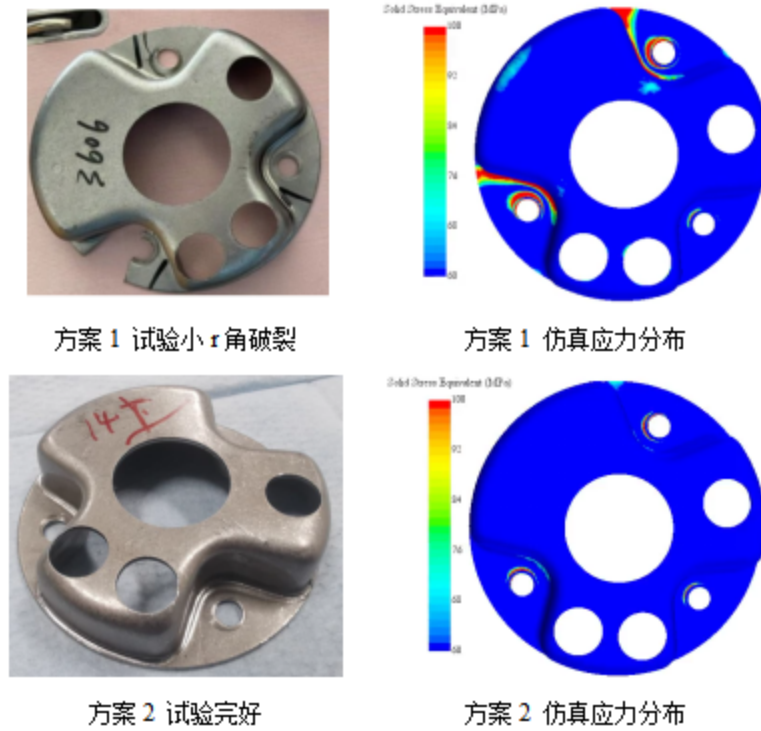


图 8 试验与仿真对比

在消音器破裂应力值评判标准方面，消音器材料为冷轧钢，其屈服强度约为 250MPa，根据机械设计手册^[8]许用应力计算公式：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (7)$$

其中 $\sigma_s=250\text{Mpa}$ ， n 为安全系数，由于转子式压缩机试验工况场景属于高可靠性场景，安全系数标准为 $n \geq 2.5$ ，因此许用应力 $[\sigma] \leq 100\text{Mpa}$ 。通过仿真计算发现，最高应力值与破裂评判标准相对应，见表 2 所示。

表 2 仿真最高应力值与试验对照表

方案	仿真最高应力值	实物
方案 1	138.5MPa	破裂
方案 2	69MPa	完好

通过上述可表明，高应力区与试验对应破裂位置一致且仿真最高应力值计算准确，仿真结果与试验吻合较好。

3 影响消音器应力的关键因子分析

分析影响消音器应力的关系因子时，通过采用单一因素法仅对某一变量进行分析，控制其他几何参数不变，下述分析皆采用此方法进行。

3.1 厚度对消音器应力的影响

消音器厚度直接影响其结构强度，将不同厚度方案与仿真计算出的应力值与基准方案对比后进行无量纲化处理，具体结果如下图 9 所示。

可发现，增加消音器厚度，可大幅降低应力。因此，当压缩机正常运转时消音器发生破裂，可增加消音器厚度去提升整体的结构强度，此方式是十分良好的改善方法。但增加消音器厚度后，其成本会同步增加，可能需综合平衡强度与经济性。

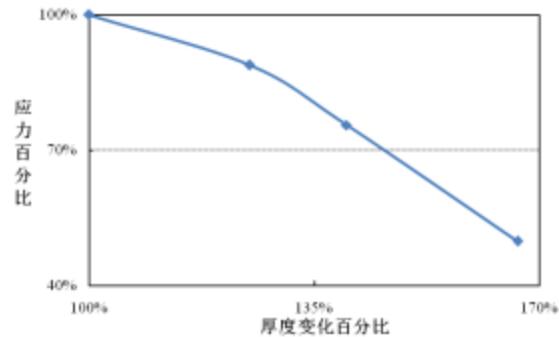


图 9 厚度变化对应力影响

3.2 r 角对消音器应力的影响

目前消音器设计时在底部螺栓固定处进行倒圆，倒圆 r 角的大小取决于此处倒圆半径的尺寸，通过分析破裂位置可发现，其在 r 角处发生破裂，说明此处倒圆半径尺寸对于消音器应力有一定影响，当增加 r 角半径倒圆后，通过下图 10 可得，其应力有一定程度降低。

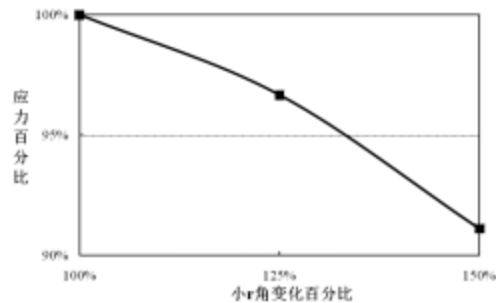


图 10 小 r 角变化对应力影响

增大 r 角主要是通过增加弯曲面积，降低流体冲击造成得应力集中。此改善方法较为通用，倘若消音器未发生大范围破裂，只是在 r 角处产生裂纹，可能此时正处于应力极限区，那么就只需增大 r 角进行改善即可。

3.3 通流面积对消音器应力的影响

通流面积包括上消音器出口排气面积及下消音器内流体通过上下消音器连接通道向上排出面积，具体结果如下图 11 和图 12 所示。

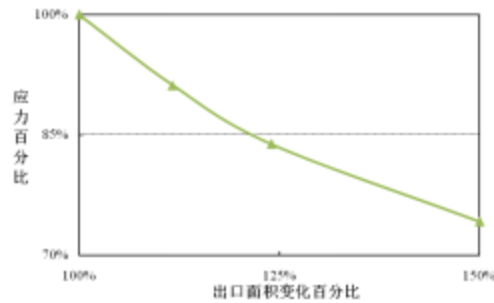


图 11 出口面积变化对应力影响

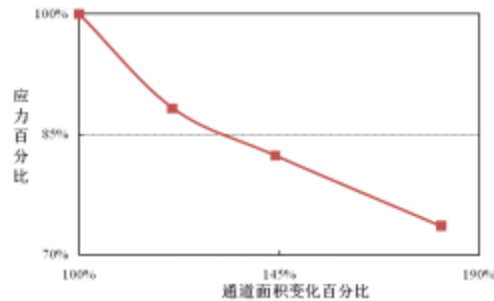


图 12 通道面积变化对应力影响

可发现，增大通流面积同样可以降低消音器应力，增大通流面积主要是从减小流体阻力角度出发，通流面积越大，流体在消音器内流阻越小，停滞时间减小，进而对消音器壁面作用时间变短，使其应力降低。需考虑的是，增加通流面积可能会对噪音问题产生影响，需综合考虑噪音问题平衡强度与噪音效果。

4 结论

本研究针对消音器在压缩机运转时遇到的可靠性问题，通过采用流固耦合仿真方法，系统性分析了影响消音器应力的关键因素，并通过试验验证了仿真方法的准确性，为消音器抗疲劳设计提供了理论依据及优化路径，得到如下结论：

(1) 试验时消音器破裂位置与仿真高应力区域对应一致，方案 1 最高应力超过许用应力评判标准，导致破裂，方案 2 应力降至 69Mpa，消音器实物完好，与许用应力评判标准对应一致，验证了仿真模型的准确性。

(2) 增加消音器厚度可显著提升结构强度，应力降低幅度大，但需平衡成本；增大 r 角倒圆半径可减少流体冲击导致的应力集中；排气口及连接通道通流面积可降低流体阻力与滞留时间，从而降低应力值，但需兼顾噪音控制。

(3) 对于工程优化建议，设计了从消音器应力影响程度、加工实施难度及噪音影响三个角度下的综合评价表 3，若压缩机正常运转时消音器破裂，可从下表进行综合考量与使用。

表 3 降低消音器应力方法综合评价（小、中等、大）

方法	消音器应力影响程度	加工实施难度	噪音影响
①增大消音器厚度	大	中等	小
②增大通道的通流面积	大	大	中等
③增大上消排气通流面积	大	小	大
④改上消中间排气	大	小	大
⑤增大 r 角	中等	中等	小

参考文献

- [1]胡地,李红旗.滚动转子式压缩机的技术现状及发展趋势[J].制冷与空调, 2017, 17(2):8.
- [2]方许丹,贺小林,杨湘木.高速压缩机在变频空调器中的应用研究[J].制冷与空调, 2021, 21(12):5.
- [3]周伯儒,朱鹏鹏,赵旭敏.消音器出口位置机流场影响分析[J].家电科技, 2024(5):49-53.
- [4]高雪燕,熊军,陈绍林,等.优化消音器结构对降低转子式压缩机排气腔共鸣噪声的研究[C]/2018年中国家用电器技术大会. 2018.
- [5]王文全,张立翔.计算流固耦合动力学及其应用[M].中国水利水电出版社,2015.
- [6]郑星炜,黄刚,郑立宇.往复式压缩机吸排气阀组流固耦合仿真研究[J].家电科技, 2022(002):002.
- [7]Hou.Numerical Methods for Fluid-Structure Interaction — A Review[J].Communications in Computational Physics, 2012, 12(2):337-377.
- [8]成大先.机械设计手册:第五版[M].化学工业出版社,2010.

第一作者简介：王世基，男，硕士，现任上海海立电器有限公司流体仿真工程师，主要从事转子式压缩机流体仿真研究。Email:wangsj@shcc.com.cn，地址：上海市浦东新区宁桥路 888 号。