

DOI: 10.7652/xjtub201305011

往复式压缩机管道系统气流脉动的数值与实验研究

韩文龙¹, 韩省亮¹, 白长青^{1,2}

(1. 西安交通大学航天航空学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 通过实验和数值分析研究了两台往复式压缩机并机运行时管道系统中关键部位的气流脉动, 根据计算流体动力学(CFD)方法建立了管道系统流体动力学模型, 提出了合理的边界条件, 分析了层流和湍流两种模型下管道系统中的气流脉动。通过实验数据对比发现, 采用 CFD 方法中的湍流模型计算管道气流脉动比层流模型更加合理, 进而研究了 3 种不同湍流模型下的气流脉动特性和压力不均匀度, 结果表明, 标准 $k-\epsilon$ 湍流模型在计算管道系统气流脉动时最为准确, 并适用于研究分析不同转速的压缩机并机运行时管路间的相互影响, 及各管路中气流脉动随压缩机转速变化的规律。

关键词: 往复式压缩机; 管道系统; 计算流体力学; 气流脉动; 流体动力学特性

中图分类号: O121.8; TG558 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)05-0061-06

Numerical and Experimental Research on Gas Pulsation in Reciprocating Compressor Piping System

HAN Wenlong¹, HAN Shengliang¹, BAI Changqing^{1,2}

(1. School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The gas pulsation in reciprocating compressor piping systems would result in piping system vibration. Experiments and numerical simulation were performed to study the gas pulsation at the key positions of a piping system with two reciprocating compressors operating together. The fluid dynamics of the piping system was modeled with appropriate boundary conditions proposed. Both the laminar and turbulent flow models were employed to analyze the gas pulsation in the piping system. The comparison between the numerical results and the test data shows that the turbulence flow model is more reasonable than the laminar flow model. Further, three different turbulence models were used to investigate the gas pulsation characteristics and pressure non-uniformity. By comparing the numerical results with the experimental data, it is indicated that the standard $k-\epsilon$ turbulence model is most effective in simulating the gas pulsation of the piping system, and it would be suitable to the research on the influences among different pipelines and gas pulsation change with compressor speed in different pipelines when two reciprocating compressors operate together at different speeds.

Keywords: reciprocating compressor; piping system; computational fluid dynamics; gas pulsation; fluid dynamic characteristics

收稿日期: 2012-08-30。 作者简介: 韩文龙(1986—),男,硕士生;韩省亮(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10902080);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2013-03-07

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130307.0830.012.html>

往复式压缩机是石油、天然气、化工、电力等工业的重要机械设备,其管道系统是实现物质运输的主要途径。众多生产实践表明,压缩机管路的绝大多数振动问题都是由气流脉动引起的,而压缩机间歇性的吸排气造成管道中气体流动的非均匀变化是产生气流脉动的主要原因^[1]。

近年来,气流脉动研究的热点主要集中在讨论复杂管道系统中各种元件的压力与速度的传递关系^[2-3]、计算精度^[4-5]以及利用比较成熟的理论分析新型压缩机管系的气流脉动等^[6-8]。现有研究气流脉动较为成熟的方法大多基于平面波动理论或一维非定常流动理论^[9],但它们均未考虑流体流动时湍流的影响,而实际中管道内流体流动大多介于层流和湍流之间,该流动或多或少会受到湍流因素的影响。随着 CFD 技术的不断发展,选用有限元方法^[10]及有限容积法^[11]计算管道系统的气流脉动取得了一定的成效,CFD 方法^[12]已应用于稳态的工业流场模拟,但对非稳态的脉动流场研究还比较少。

针对两台往复式压缩机并机运行时管道系统中关键部位的气流脉动进行了实验和数值研究,同时搭建了往复式压缩机管道系统的实验平台,测量了管道系统各主干位置压力脉动的幅值及波形,基于 CFD 方法建立了管道系统流体动力学模型。

1 基本理论

1.1 CFD 模拟计算理论

采用 FLUENT 软件进行了模拟计算,控制方程如下

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S \quad (1)$$

式中: ϕ 为通用变量,可以代表 u 、 v 、 w 、 T 等求解变量; Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项。式(1)中各项依次为瞬态项、对流项、扩散项和源项。

1.2 管道进口速度的确定

压缩机气缸内活塞运动简图如图 1 所示。为了简化求得与气缸相连的管道端点处的气流速度,根据图 1 假设如下:①气阀的开启、关闭瞬时完成;②气缸内进、排气速度为活塞的速度。按照以上假设,整个管道系统的激发速度为活塞运动的速度。因此,轴侧缸气阀开启前,在曲柄转动的一个周期内与气缸相连的管道端点的气流速度为

$$\mu_t = 0, \quad 0 \leq \alpha \leq \alpha_{ax} \quad (2)$$

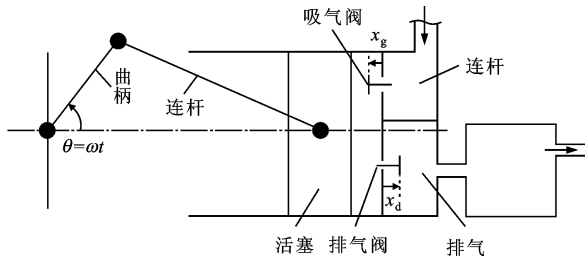


图 1 压缩机气缸内活塞运动简图

轴侧缸气阀开启期间

$$\mu_t = br\omega \left| \sin\alpha + \frac{\lambda_L}{2} \sin 2\alpha \right|, \quad \alpha_{ax} \leq \alpha \leq 180^\circ \quad (3)$$

盖侧气缸气阀开启前

$$\mu_t = 0, \quad 180^\circ \leq \alpha \leq \alpha_{ca} \quad (4)$$

盖侧气缸气阀开启期间

$$\mu_t = br\omega \left| \sin\alpha + \frac{\lambda_L}{2} \sin 2\alpha \right|, \quad \alpha_{ca} \leq \alpha \leq 360^\circ \quad (5)$$

式中: α 为曲柄角; b 为气缸与管道的通流面积比; r 为曲柄长; ω 为曲柄角速度; λ_L 为曲柄与连杆的长度比; α_{ax} 为轴侧气阀开启角; α_{ca} 为盖侧气阀开启角。两台压缩机的作用方式均为单作用,仅在盖侧排气,因此整个管道系统一个周期内的激发速度如图 2 所示。

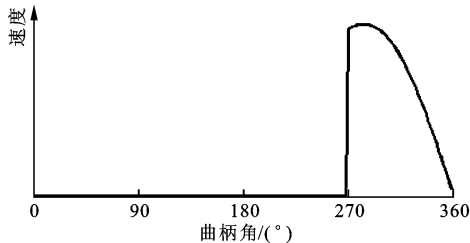


图 2 盖侧单作用气缸的排气速度

2 气流压力脉动实验及管道系统计算模型

2.1 气流脉动实验

为了分析往复式压缩机管道系统流体动力学模型的计算结果,搭建了压力脉动测试实验平台。测试系统主要包括两台往复式压缩机、变频器、管道系统、直流稳压电源、压力传感器、示波器、数据采集及分析系统。测试原理:分别在与两台压缩机气缸相连的各支管上及主管线上分布 3 个压力脉动测试点,测点的压力信号由传感器采集,经预处理后输出。用 MATLAB 软件分析处理振动信号,再经过趋势项消除、数字滤波后得到时域压力脉动曲线。往复式压缩机管道系统如图 3 所示,压缩机管道系

统主要技术参数见表 1。排气管线采用内径 30 mm、外径 35 mm 无缝镀锌钢管。

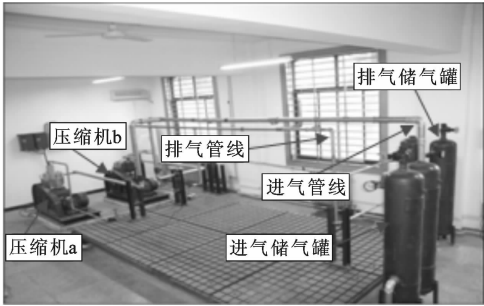


图 3 往复式压缩机的管道系统

表 1 Z-1.6/10 型活塞压缩机主要技术参数

排气量/ $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	1.0	气缸数	2
排气压力/ MPa	1.0	缸径/ mm	105,55
主机转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	830	整机质量/ kg	620
压缩级数	2	功率/kW	11
调节方式	主机调节阀	传动方式	三角皮带

2.2 管道系统的计算模型

根据搭建的压缩机管道系统实验平台,利用三维建模软件 CATIA 建立了排气管道系统的计算模型,如图 4 所示。将实体模型导入 Gambit 中添加边界条件进行网格划分。进口边界条件采用非定常速度边界条件(根据 1.2 节理论用 C 语言编写了非定常速度 UDF 函数);出口边界条件采用定常压力边界条件(出口端与一大型储气罐相连接),可由储气罐上的压力调节阀控制,文中设定为 0.405 MPa。

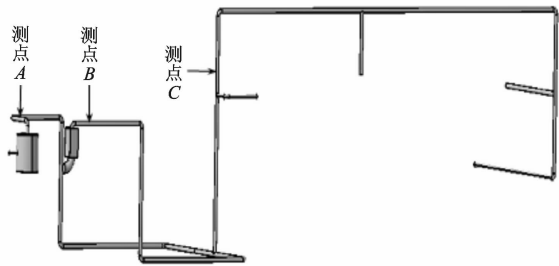


图 4 压缩机排气管道系统计算模型

3 管道系统内部流体流动模型

3.1 FLUENT 计算进口边界条件

将管道系统的计算模型导入 FLUENT 中,在非结构化网格中采用压力校正法进行数值求解,计

算两台压缩机最高转速均为 830 r/min 时排气端口(管道系统进口)的速度,如图 5 所示。从图 5 可以看出,一个周期内模拟所得速度曲线与理论结果一致,模拟所得周期 0.074 s 与理论计算周期 0.072 s 十分接近。由于压缩机的最大排气量 $V=1.0 \text{ m}^3/\text{min}$,管内径为 30mm,所以最大排气速度为 $v=V/A=23.59 \text{ m/s}$,其中 A 为管道横截面积。从图 5 还可看出,模拟所得最大排气速度 25 m/s 与理论计算速度 23.59 m/s 也比较吻合。因此,从速度曲线的形式、周期、最大排气速度三者共同证明了本文边界条件是合理的。

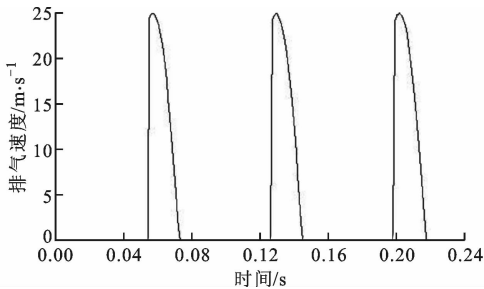


图 5 压缩机排气端口速度曲线

3.2 湍流、层流模型与实验结果对比

当压缩机转速达到最大(830 r/min)时,管内流动速度达到最大,由初步模拟计算可得气流经缓冲器后各支管内的最大流动速度 $v=10 \text{ m/s}$,气体在 60℃ 的运动黏度 $\nu=19.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,水力直径 $d=0.025 \text{ m}$,由此可计算出经缓冲器后各支管内气体流动雷诺数 $Re=vd/\nu=12\,755$ 。根据管流临界雷诺数定义知: $Re>13\,800$ 时,管中流动为湍流; $Re<2\,320$ 时,管中流动为层流; $2\,320<Re<13\,800$ 时,层流和湍流的可能性都存在。

为了确定管道系统中流体的流动特性,在 FLUENT 中分别利用 $k-\epsilon$ 湍流和层流模型进行了流体动力学建模和数值模拟。两台压缩机转速均为 360 r/min 时测点 A 气流压力脉动和频谱如图 6 和图 7 所示。从图 6、图 7 可以看出, $k-\epsilon$ 湍流模型计算结果比层流模型更接近于实验数据。在测点 B

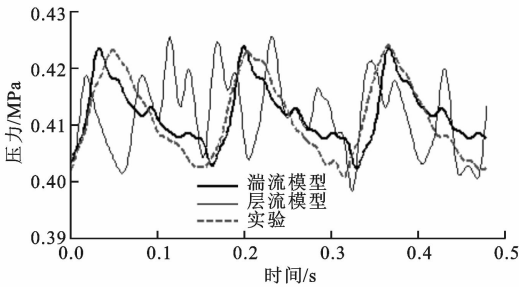
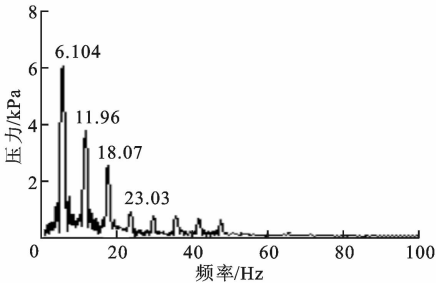
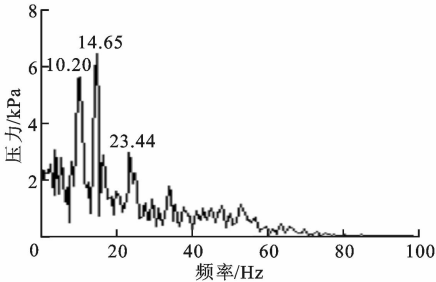


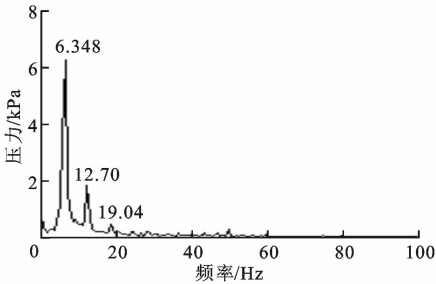
图 6 360 r/min 时测点 A 处的气流压力脉动



(a)湍流模型



(b)层流模型



(c)实验

图 7 360 r/min 时测点 A 处的气流压力脉动频谱

得到了与测点 A 相似的结论。测点 C 的气流压力脉动和频谱如图 8、图 9 所示。从图 8、图 9 可以看出： $k-\epsilon$ 湍流模型和层流模型的气流压力脉动基本一致，频率十分相近，均与实验吻合。其他转速下的结果与上述结果相似，由此得出：压缩机管道系统在靠近压缩机端口的管道中流体流动受湍流的影响较

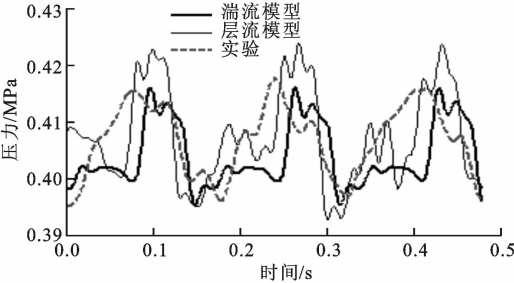
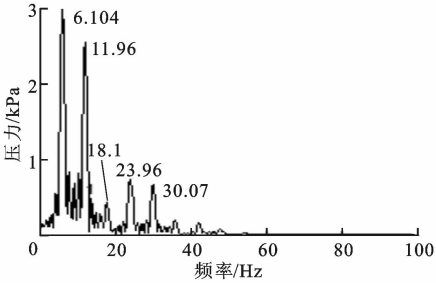
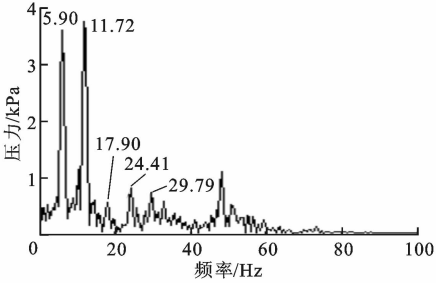


图 8 360 r/min 时测点 C 处的气流压力脉动

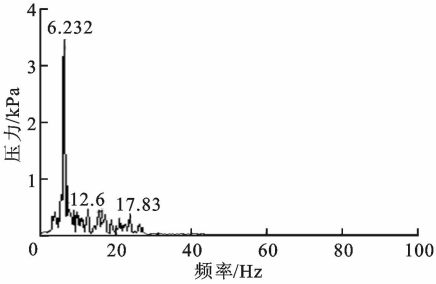
大，计算气流压力脉动时需采用湍流模型；远离压缩机的主管线受湍流的影响很小，计算气流压力脉时可选择湍流模型或层流模型，相比而言湍流模型更为精确。



(a)湍流模型



(b)层流模型



(c)实验

图 9 360 r/min 时测点 C 处的气流压力脉动频谱

3.3 不同湍流模型与实验结果对比

采用标准 $k-\epsilon$ 、RNG $k-\epsilon$ 、可实现的 $k-\epsilon$ 湍流模型分别计算了管道系统的气流压力脉动，并将计算结果与实验进行了对比，结果如图 10 所示。从图 10 可以看出，当两台压缩机转速均为 360 r/min 时，3 种模型计算获得的测点 A 压力脉动的周期和波形均与实验结果很接近。

压力不均匀度

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_0} \tag{6}$$

式中： $p_{\max}$ 为最大压力； $p_{\min}$ 为最小压力； p_0 为平均压

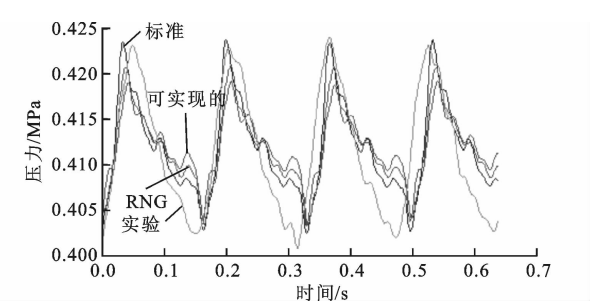


图 10 360 r/min 时测点 A 处的气流压力脉动

力, $p_o = (p_{\max} + p_{\min})/2$ 。利用式(6)获得了标准 $k-\epsilon$ 、RNG $k-\epsilon$ 、可实现的 $k-\epsilon$ 这 3 种模型的气流压力不均匀度,分别为 4.96%、3.57%、4.08%,其与实验气流压力不均匀度(5.07%)的比较可以看出,标准 $k-\epsilon$ 湍流模型获得的管道系统的气流压力脉动最为准确。在其他测点和转速下也可得到类似的结论。

4 压缩机并机运行时的气流脉动

4.1 气流脉动的模拟与实验分析

用标准 $k-\epsilon$ 模型计算了两台压缩机(压缩机 a 和压缩机 b)转速分别为 583、360 r/min 时,管道系统中 3 个测点的气流脉动(B 点情况与 A 点类似),对比实验结果如图 11~图 14 所示。从图 11 和图 13 中测点 A、C 的气流脉动可以看出,模拟脉动波形与实验波形基本一致,测点 A 模拟、实验二者间的最大误差为 7.2%,测点 C 模拟、实验的最大误差为 9.26%,它们均在允许的范围之内,表明计算结果能够满足工程需求。从图 12 和图 14 的频谱特性可以看出:模拟、实验的频率很吻合,二者前两阶频率均与理论激发频率十分相近;管道的进口端边界条件均会影响主管线上的气流脉动,各支管之间也会相互影响,各自端口条件为主导因素;利用 CFD 方法研究不同转速下压缩机并机运行时的气流脉动是切实可行的。

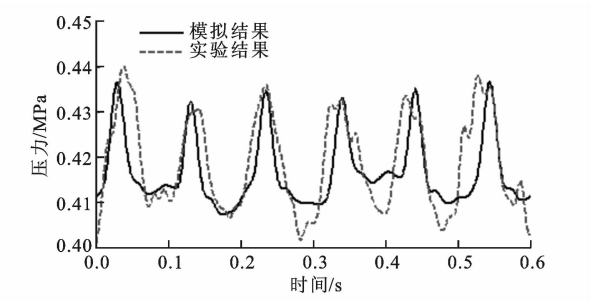
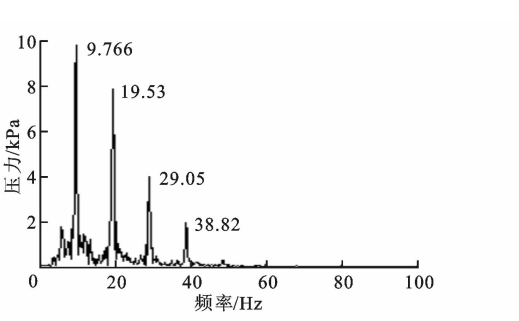
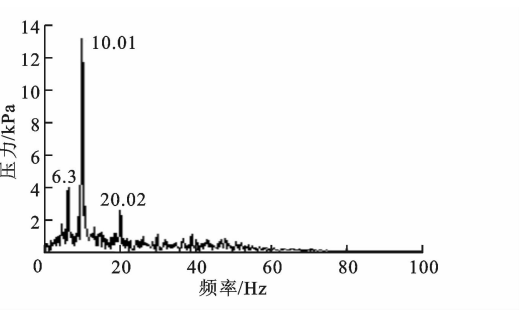


图 11 两台压缩机转速分别为 583、360 r/min 时测点 A 的气流压力脉动



(a)模拟结果



(b)实验结果

图 12 两台压缩机转速分别为 583、360 r/min 时测点 A 的气流脉动频谱

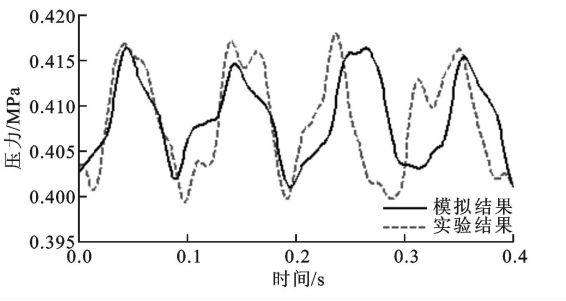
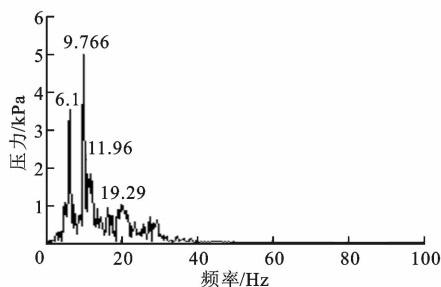


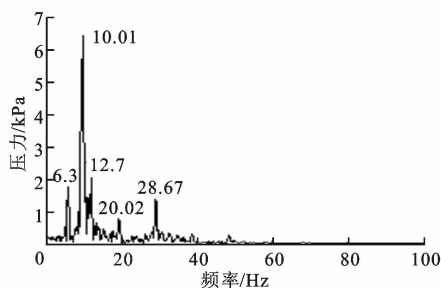
图 13 两台压缩机转速分别为 583、360 r/min 时测点 C 的气流压力脉动

4.2 各测点压力不均匀度的变化趋势分析

固定压缩机 b 的转速(360 r/min),将压缩机 a 的转速依次调至 300、360、435、500、583、650、720、830 r/min,分别模拟各转速下管道测点 A、B、C 的气流脉动,并计算了 3 个测点的压力不均匀度,结果如图 15 所示。从图 15 可以看出:测点 A 的压力不均匀度随着转速的提高显著增大;测点 B 的压力不均匀度随着转速的提高逐渐增加,但是变化幅度明显小于测点 A;测点 C 的压力不均匀度随着转速的增大缓慢增加且增加的幅度介于测点 B、测点 A 之间。原因是,测点 A 所受到的激发力主要来自于压缩机 a,由于压缩机 a 的激发频率不断增大,因此测点 A 的压力不均匀度显著增大;测点 B 所受到的激发力来自于压缩机 b 的同时还受到压缩机 a 的影



(a) 模拟结果



(b) 实验结果

图14 两台压缩机转速分别为583、360 r/min时测点C的气流脉动频谱

响,由于压缩机b的转速不变,因此测点B的压力不均匀度略有增加;测点C受到两台压缩机激振力的共同影响,但由于测点C处在远离激振源的位置,脉动的能量在传递的过程中被耗散,因此测点C的压力不均匀度整体偏小且增长较为缓慢。

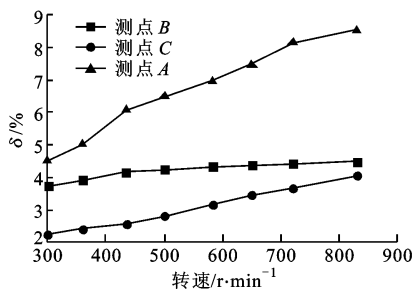


图15 压力不均匀度随转速的变化

5 结 论

(1)基于CFD方法,根据搭建的往复式压缩机管道系统实验平台,建立了管道系统流体动力学模型,通过将模拟所得管道进口端的速度与理论计算结果比较,验证了模型和边界条件的正确性。

(2)通过将层流模型和湍流模型计算所得的气流脉动和频谱特性曲线与实验测量结果对比发现,利用CFD的方法计算管道气流脉动时,湍流模型比层流模型更加合理。

(3)通过将标准 $k-\epsilon$ 、RNG $k-\epsilon$ 、可实现的 $k-\epsilon$ 这3种湍流模型与实验进行比较,结合结论(2)可知,FLUENT中利用标准 $k-\epsilon$ 模型计算往复式压缩机管道系统气流脉动最为准确。

(4)利用CFD技术分析两台不同转速压缩机并机运行时管道系统气流脉动是切实可行的。

参考文献:

- [1] 党锡淇,陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M]. 西安:西安交通大学出版社,1984:143.
 - [2] CYKLIS P. Experiment identification of the transmittance matrix for any element of the pulsating gas manifold[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 244(5): 859-870.
 - [3] COLES B. A simultaneous solution for transfer matrix acoustic models[C]// Proceedings of Compressor Technology Conference. West Lafayette, IN, USA: Purdue of University, 1992: 715-721.
 - [4] GIACOMELLI E, FALCIANI F. Pressure vessel design for reciprocating compressors applied in refinery and petrochemical plants[C]// 2005 Pressure Vessel & Piping Conference. New York, USA: ASME, 2005: 717-721.
 - [5] HOWES B C, GREENFIELD S D. Guidelines in pulsation studies for reciprocating compressors[J]. Proceedings of the International Pipeline, 2002, 30(3): 1241-1250.
 - [6] ENZO G, MARCO P. Control of pulsation and vibrations in hyper compressors for LDPE plants[C]// 2004 Pressure Vessel & Piping Conference. New York, USA: ASME, 2004: 719-722.
 - [7] ING A B, ANDREA P. ACUSCOMP and ACUSYS: a powerful hybrid linear/nonlinear simulation suite to analyses pressure pulsations in piping[C]// International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven, Belgium: ISMA, 2006: 23-27.
 - [8] SMALLEY A J. Realistically assess reciprocating compressor foundation and mounting system loads[J]. Hydrocarbon Processing, 2003, 8: 59-66.
 - [9] 陈守五,黄幼玲. 往复式压缩机一维不稳定气流方程的数值解法[J]. 西安交通大学学报, 1982, 16(1): 55-66.
- CHEN Shouwu, HUANG Youling. A research on the solution and application of one dimension unsteady gas flow system of equations[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1982, 16(1): 55-66.

(下转第71页)