

DOI: 10.7652/xjtuxb201911003

往复压缩机管路大气流脉动的 数值模拟和实验研究

李元^{1,2}, 全恺², 吴睿¹, 畅云峰¹, 郭蓓¹, 张博²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中石化川气东送天然气管道有限公司, 430020, 武汉)

摘要: 针对往复压缩机管路大气流脉动问题, 基于一维非定常流动理论, 对单直管管系、容积腔管系和异径管管系在大脉动工况下的管路气流脉动进行了模拟研究。考虑到阀腔容积及排气阀通道对气流脉动的影响, 采用两步法和特征线法相结合的方法, 对所建数学模型进行了求解。为了验证模型的准确性, 搭建了压缩机大气流脉动测量实验台, 对几种管路系统在不同转速和位置下的动态压力进行了测量。研究结果表明: 大脉动工况下, 采用一维非定常方法模拟的结果与实验结果的吻合程度较好, 而平面波动理论计算结果的幅值、相位与测量结果均相差较大; 相较于不考虑阀腔影响时的计算结果, 考虑阀腔影响后得到的波形图与实测波形图的吻合程度更好; 在不同转速、不同管系条件下, 所建模型可准确模拟管路的大气流脉动, 模拟和实测结果的最大相对误差均小于 10%。

关键词: 非定常流动理论; 往复压缩机; 大气流脉动

中图分类号: TH411 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)11-0020-07

Numerical Simulation and Experimental Research on the Large Pressure Pulsation in a Reciprocating Compressor Pipeline System

LI Yuan^{1,2}, QUAN Kai², WU Rui¹, CHANG Yunfeng¹, GUO Bei¹, ZHANG Bo²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Sinopec Sichuan to Eastern China Natural Gas Transmission Pipeline Co. Ltd., Wuhan 430020, China)

Abstract: A large airflow pulsation model in compressor pipeline system was established based on the one-dimensional unsteady flow theory. The large airflow pulsation was simulated in a straight pipe, a straight pipe plus a volume chamber, and a straight pipe plus a reducer pipe. The mathematical equations were solved using the two-step method and the characteristic line method. The model can predict the influence of the discharge chamber on the airflow pulsation. Then, a dynamic pressure test bench was set up to measure the pressure pulsation in different piping systems with different compressor rotational speeds. Results showed that the simulation results agreed well with the experimental results when the one-dimensional unsteady flow theory was used, and the difference between the simulation and experimental results was large when acoustic wave theory was used; the simulation result curve did not fit the experimental result curve well when taking the discharge chamber into account. The model can precisely simulate the large airflow pulsation in different pipeline systems at different compressor rotational speeds with a maximum relative error of less than 10%.

Keywords: unsteady flow theory; reciprocating compressor; large pressure pulsation

往复活塞式压缩机中,由于靠气阀控制气体进出气缸,进排气管路中的气流时断时通,从而产生较大的气流脉动^[1]。气流脉动对往复压缩机产生诸多影响,会引起管道振动、降低压缩机性能,改变气阀工况,使得控制仪表失灵等,影响压缩机的经济性及生产安全性^[2]。因此,对于控制气流脉动,准确预测气流脉动十分重要^[3]。

目前,压缩机中压力脉动的分析计算主要基于平面波动理论和一维非定常理论^[4]。对一般的压缩机装置,通过平面波动理论进行求解方便可行^[5-8]。专门的计算应用软件 Pulse 可解决大量工程应用中的气流脉动问题^[9-10]。另外,有学者使用商用模拟软件,对气流脉动进行三维模拟^[11-14],但该方法计算量大,计算过程复杂。对于压缩机管路,由于长度方向的尺寸远大于其他维度尺寸,简化为一维模型在工程应用上是可行的,三维模拟更适用于形状复杂的腔室结构。平面波动理论是基于小振幅(压力不均匀度小于 8%)气流脉动的假设进行计算的^[3,15],某些微小型活塞压缩机的转速较高且空间狭小,管路中的气流脉动相对较大,如果继续采用平面波动理论计算气流脉动,则会带来较大误差。

本文研究大脉动工况下管路的气流脉动,应用一维非定常可压缩流动理论进行求解。传统的压缩机管路气流脉动模拟直接从管路的入口着手分析,没有考虑到吸排气阀腔容积的影响,为了使模拟结果更为准确,本文在建立模型时将阀腔容积及排气阀通道看作是管路系统的一部分,搭建了往复压缩机管路气流脉动测量实验台。

1 数学模型

1.1 一维非定常流动的基本方程组

压缩机进排气管路中,管道的直径尺寸远小于管路的长度尺寸,可认为在某一横截面上的各个参数都相等,因此把管路内的流动简化为一维流动。在管路内取细微的流体单元作为研究对象,根据质量守恒、能量守恒和动量守恒定律,得到一维非定常流动理论的控制方程组

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \frac{1}{2} \rho u^2 + \frac{k}{k-1} p \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \frac{1}{2} \rho u^3 + \frac{k}{k-1} \rho u p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho \Phi \\ \rho q \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $p=p(x,t)$ 、 $\rho=\rho(x,t)$ 、 $u=u(x,t)$ 分别为管道内某一截面气体的压力、密度和速度,均与 x 和 t 有

关, x 为距离端点的长度, t 为气体流动的时间; $\Phi=-4gf|u|/(2D)$ 为流体所受的摩擦力,其中 f 为摩擦系数, D 为管道直径, g 为重力加速度; k 为比热容比; q 为单位时间内单位质量气体与外界的热交换,输入控制体的热量取正值,输出热量取负值。

将各个参数量纲一化并引入以下符号

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} R \\ RU \\ \frac{1}{2}RU^2 + \frac{k}{k-1}P \end{bmatrix}; \mathbf{G} = \begin{bmatrix} RU \\ RU^2 + \frac{P}{K} \\ \frac{1}{2}RU^3 + \frac{PU}{k-1} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ -R \frac{2fL_0}{D} |U| U \\ \frac{L_0}{a_0^3} Rq \end{bmatrix}$$

式中: $R=\rho/\rho_0$ 为量纲一密度; $U=u/a_0$ 为量纲一速度; $P=p/p_0$ 为量纲一压力; p_0 为参考压力; ρ_0 为参考密度; L_0 为参考长度; $a_0=\sqrt{k p_0/\rho_0}$ 为参考声速。则式(1)可表达为

$$\frac{\partial}{\partial Z} \mathbf{V} + \frac{\partial}{\partial X} \mathbf{G} = \mathbf{B} \quad (2)$$

式中: $Z=a_0 t/L_0$ 为量纲一时间; $X=x/L_0$ 为量纲一距离。

一维非定常气流方程组的求解使用两步法和熵修正理论特征线法相结合的方法,即管道内部的点使用两步法计算,边界点使用特征线法计算。

1.2 方程组求解

1.2.1 两步 Lax-Wendroff 有限差分格式 在求解一维非定常流动方程组时,两步 Lax-Wendroff 格式很好地平衡了计算效率、计算精度和稳定性三者之间的关系,被认为是最适合求解的差分格式。两步法的基本原理是:利用某一个点 Z 时刻的速度、压力和密度和其相邻两个点 Z 时刻的气流参数值推算出该点在 $Z+\Delta Z$ 时刻的气流参数值,计算过程示意图如图 1 所示。

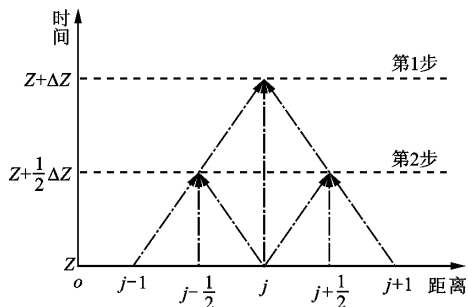


图 1 两步法计算过程示意图

求解式(2)的两步法中第1、2步表达式为

$$V_{j+1/2}^{Z+\Delta Z/2} = \frac{1}{2}(V_{j+1}^Z + V_j^Z) - \frac{\Delta Z}{2\Delta X}(G_{j+1}^Z - G_j^Z) + \frac{\Delta Z}{4}(B_{j+1}^Z + B_j^Z) \quad (3)$$

$$V_j^{Z+\Delta Z} = V_j^Z - \frac{\Delta Z}{\Delta X}(G_{j+1/2}^{Z+\Delta Z/2} - G_{j-1/2}^{Z+\Delta Z/2}) + \frac{\Delta Z}{2}(B_{j+1/2}^{Z+\Delta Z/2} + B_{j-1/2}^{Z+\Delta Z/2}) \quad (4)$$

因为缺少一个相邻点的信息,边界点无法用两步法进行计算,所以要借助特征线法进行求解。

1.2.2 熵修正理论特征线法的插值公式 熵修正理论只考虑管路中的摩擦,忽略管道与环境的换热,认为管道内的气体流动是等熵过程,从而对端点的参数进行求解。引入两个黎曼变量

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2}U; \quad \beta = A - \frac{k-1}{2}U \quad (5)$$

式中 $A = a_t/a_0$ 为量纲一声速。

熵修正理论给出的气流无量纲特征型方程组可表示为

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dZ} &= U + A \\ d\lambda &= \frac{1-k}{2} \frac{2fL_0}{D} |U| U dZ \\ \frac{dX}{dZ} &= U - A \\ d\beta &= \frac{k-1}{2} \frac{2fL_0}{D} |U| U dZ \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

求解时,取满足稳定性的时间步长 ΔZ 与距离步长 ΔX 组成计算网格,用插值方法可得第一特征线的黎曼变量

$$\lambda_{j+1}^{Z+\Delta Z} = \lambda_{j+1}^Z + \frac{\Delta Z}{\Delta X}(U_j^Z + A_j^Z)(\lambda_j^Z - \lambda_{j+1}^Z + d\lambda_j) \quad (7)$$

同理,第二特征线插值公式为

$$\beta_{j+1}^{Z+\Delta Z} = \beta_{j+1}^Z - \frac{\Delta Z}{\Delta X}(U_j^Z - A_j^Z)(\beta_j^Z - \beta_{j+1}^Z + d\beta_j) \quad (8)$$

在端点处,已知本时刻参数值以及与端点相邻一点的参数值,可得下一时刻的黎曼变量。根据黎曼变量以及已知的边界条件,可得端点处下一时刻的压力及速度。

1.3 管路边界点处理

1.3.1 端点为压缩机短管容器的情况 考虑阀腔的影响,压缩机气阀通道处的边界条件可简化为压缩机-短管-容器(简称为压-管-容)的情况,示意图如图2所示,1点连接压缩机端,1-2为短管,2-3为

容器,在这个模型中已知 Z 时刻3点的参数值和1点处的速度可计算出这3点下一时刻的气体参数。

2-3容器单元可看作一种横截面足够大、而管长与截面相比足够小的特殊管,假定性参数只与时间有关,与在容器内的位置无关。根据气流的连续条件可得连续方程

$$S_2 u_2 - S_3 u_3 = \frac{v}{\rho a^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (9)$$

式中: S_2 、 S_3 为容器进出口的通流面积; v 为容器的容积。

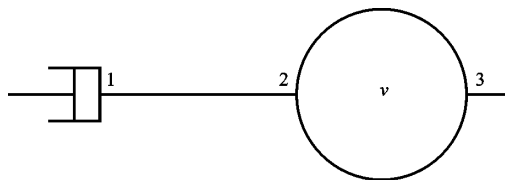


图2 压-管-容示意图

用差分方法即可求得 $Z + \Delta Z$ 时刻容器内压力 P' 的表达式

$$P' = P + (S_2 U_2 - S_3 U_3) \frac{kA^2 RL_0}{v} \Delta Z \quad (10)$$

进而求得其他参数

$$R' = R \left(\frac{P'}{P} \right)^{1/k} \quad (11)$$

$$U'_3 = (A'_3 - \beta'_3) \frac{2}{k-1} \quad (12)$$

对于短管1-2来说,可认为1点、2点的速度相同,即 $U'_1 = U'_2$, U'_1 为压缩机端速度,根据牛顿定律处理短管并且进行量纲一处理

$$P'_1 = P' + kL_d \left[\frac{2f}{D_d} |U| U + \frac{U' - U}{L_0 \Delta Z} \right] \quad (13)$$

式中: L_d 为短管长度; D_d 为短管内径; U' 为 $Z + \Delta Z$ 时刻管路的激发速度。

1.3.2 异径管单元 对于变截面排气管路可采用异径管单元进行计算,异径管示意图如图3所示。

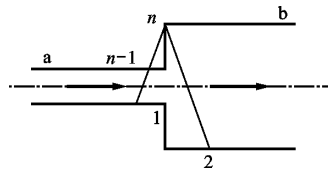


图3 异径管示意图

按气流流动方向,a管右端点先求出 λ' 黎曼变量值,b管左端点求出 β' 黎曼变量值。因为在连接点处压力相等且等熵,所以 $A'_n = A'_1$ 。根据连续条件有 $S_n U'_n = S_1 U'_1$,结合式(5)可得

$$A'_1 = \frac{S_n \lambda'_n + S_1 \beta'_1}{S_n + S_1} \quad (14)$$

式中: S_n 、 S_l 分别为 a 管、b 管的通流面积。

进一步根据式(12)及 $P'_1=A_1'^2R'_1$ 可计算出变径截面点下一时刻的密度和压力,根据特征线公式可计算出该点下一时刻的速度。

1.3.3 中间容器单元 压缩机排气管线中的缓冲罐等装置可视为容积单元,容积单元示意图如图 4 所示。容积单元左端点和右端点的压力和密度均相同,分别按照式(10)(11)进行求解。根据气体流向,在 1 点按第一特征线法,在 2 点按第二特征线法,可分别求出两点在下一时刻的黎曼变量值。根据 $P'_1=A_1'^2R'_1$,可得下一时刻的量纲一声速,按照式(5)可得两点的速度。

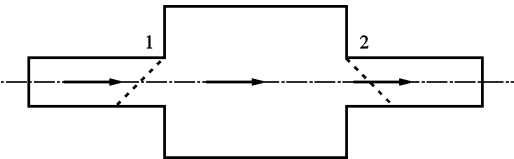


图 4 容积腔示意图

2 实验验证

为验证一维非定常流动理论的数值模型及其解法在实际压缩机管路上的适用性,探究一维非定常方法模拟程序对不同转速和不同边界条件模拟的准确性,本文搭建了管路大气流脉动实验台,测试了变转速条件下不同管路单元系统的气流压力脉动。

2.1 测试系统介绍

实验台采用的压缩机是一台 V 型单级单作用往复式空气压缩机,具体参数如表 1 所示。压缩机的电机与一台变频器相连,通过改变变频器输出来改变电机的运转频率,从而改变压缩机的转速。管路末端与储气罐相连,储气罐的出口处设有阀门,通过调节阀门的开度,可改变管道内压力,实验测试了 3 种管系的脉动压力。

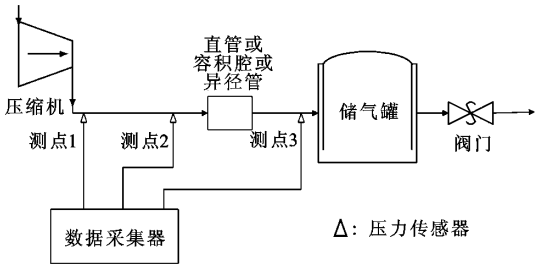
表 1 实验用压缩机主要规格参数

参数	方式或数值	参数	数值
型号	V-0.67/8	额定转速/ $r \cdot \min^{-1}$	980
型式	单级单作用	活塞行程/m	0.06
进气压力/MPa	大气压	活塞直径/m	0.09
额定功率/kW	0.8	连杆长度/m	0.17
额定排气压力/MPa	5.5	相对余隙容积/%	6.9

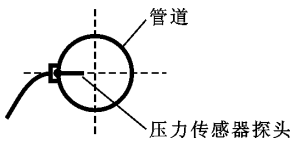
2.2 实验测点分布

每种管系分别布置 3 个测点,3 个管路系统的测点布置位置及压力传感器安装位置如图 5 所示,

具体位置为:测点 1 均在压缩机排气出口处,单直管管系的测点 2 在管路中点处,测点 3 在距压缩机排气口 1.5 m 处;容积腔管系的测点 2 在容积腔进口处,测点 3 在容积腔出口处;异径管管系的测点 2 在异径粗管进口处,测点 3 在异径粗管出口处。



(a)测量系统



(b)压力传感器安装位置

图 5 测量系统及压力传感器安装位置

2.3 动态压力测试系统

压缩机管路内的动态压力测量系统由两部分组成,分别为压力传感器和信号采集处理系统。实验选择 XTL-190(M)系列小型压力传感器,选用的传感器量程为 0~0.7 MPa,固有频率为 380 kHz。转速采用数字式高精度光电式转速测量仪进行测量,测量范围为 2.5~99 999 r/min,转速在 2.5~999.9 r/min 时,分辨率为 0.1 r/min,转速大于 1 000 r/min 时,分辨率为 1 r/min。实验采用 NI-PXIe1078 采集仪,采集仪搭载了 PXIe-6356 电压信号采集板卡,模拟带宽为 1 MHz。

3 结果分析

本文采用压力不均匀度来体现压力脉动的大小,表达式为

$$\sigma = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{\bar{p}} \times 100\%$$
 (15)

式中: σ 为压力不均匀度; $p_{\max}$ 为整个周期内的最大压力; $p_{\min}$ 为整个周期内的最小压力; $\bar{p}$ 为整个周期内的平均压力,是对一个周期内的脉动压力进行积分平均得到的。

3.1 一维非定常和平面波动理论计算结果比较

在排气压力为 0.5 MPa、转速为 496 r/min 时,单直管管系测点 1 的一维非定常和平面波动理论计

算与实验结果的对比如图 6 所示。由图 6 可知:压力不均匀度分别为 19.84%、26.41%、17.51%,属于大气流脉动;平面波动理论计算的压力幅值大于实验结果和非定常方法的计算结果,同时相位角上也相差较大。这说明在处理脉动较大的情形时,平面波动理论不能准确反映出实际管路内的气流脉动,而非定常方法计算结果可很好地预测管路内的气流压力脉动。

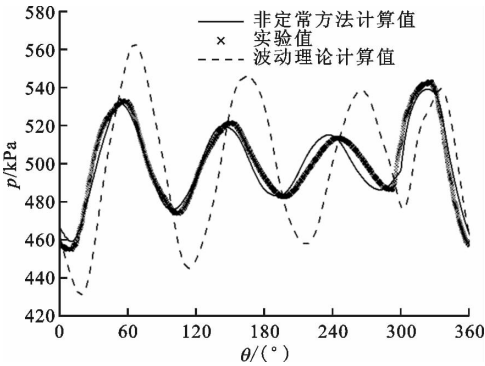


图 6 一维非定常和平面波动理论计算与实验结果的对比

3.2 阀腔模型的简化及其对模拟结果的影响

为了使模拟结果更为准确,本文在建立模型时将阀腔容积及排气阀通道看作是管路系统的一部分,并将气阀通道、阀腔和气缸简化成压缩机-短管-容器边界模型。转速为 980 r/min、排气压力为 0.5 MPa 时单直管管系测点 1 的实验结果,与考虑、不考虑阀腔的模拟结果对比如图 7 所示。由图 7 可知:压力不均匀度分别为 29.43%、30.53%、29.81%,符合大脉动要求;加阀腔简化模型后模拟得到的波形图与实测结果吻合较好,而不考虑阀腔模拟得到的压力波形图与实测值相差很大,这说明在压缩机管路气流脉动模拟时应当考虑阀腔容积的存在,将其简化为压-管-容边界模型后得到的模拟结果更与实际情况吻合。因此,本文在后续的模拟计算中考虑阀腔的容积,并将阀腔和气阀通道分别简化为容

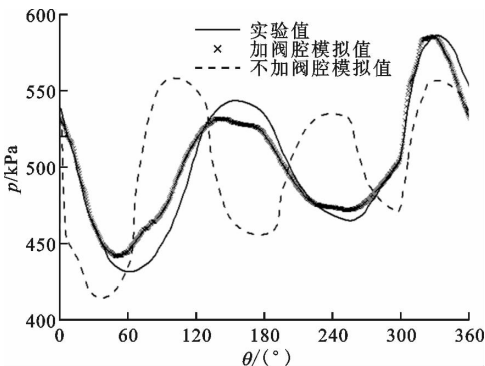
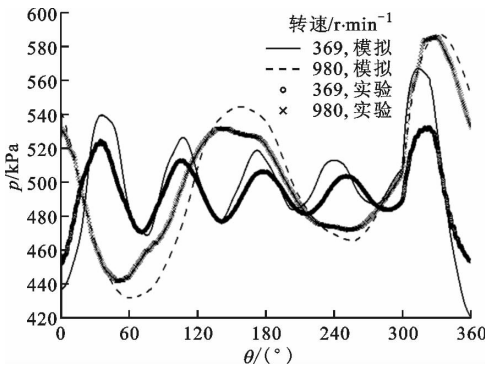


图 7 加阀腔、不加阀腔的计算值与实测值对比

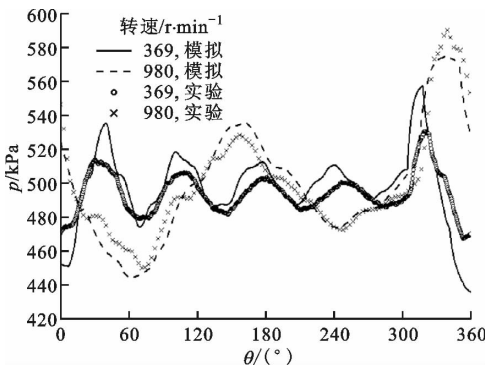
积和短管单元。

3.3 不同转速下的比较

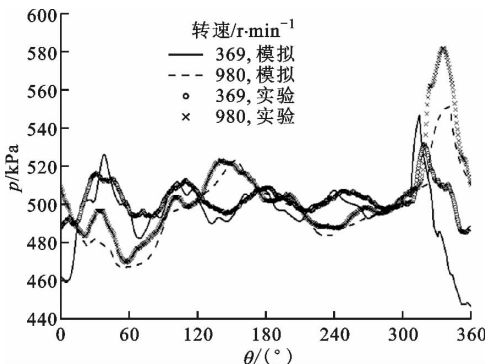
对不同管系不同测点在转速为 369、980 r/min 的管路内气流脉动进行了测量,排气压力为 0.5 MPa 时单直管管系 3 个测点的压力波形如图 8 所示。由图 8 可知,测点在不同转速时实验、模拟结果的压力不均匀度均大于 8%,属于大脉动工况;不同转速下的模拟、实验结果的波形图吻合较好,变化规律一致;转速为 369 r/min 时,3 个测点的模拟、实验结果的最大相对误差分别为 6.8%、5.4%和 8.3%;转速为 980 r/min 时,3 个测点的模拟、实验结果的最大相对误差分别为 2.9%、1.7%和 3.3%。误差



(a) 测点 1



(b) 测点 2



(c) 测点 3

图 8 不同转速时实验、模拟结果的波形图

均在允许范围之内,说明一维非定常流动理论计算的结果在时域下与实验结果相吻合。

对实验管系气柱固有频率进行了计算,得到该实验管系的一阶气柱固有频率为 33.5 Hz。测点 1 在 369、980 r/min 转速下的傅里叶分解幅值频谱如图 9 所示。由图 9 可知,模拟、实验结果的变化趋势一致,幅值均在接近固有频率时达到最大值,验证了一维非定常流动理论计算的结果不仅在时域下与实验结果相吻合,在频域下与实验结果相对应。

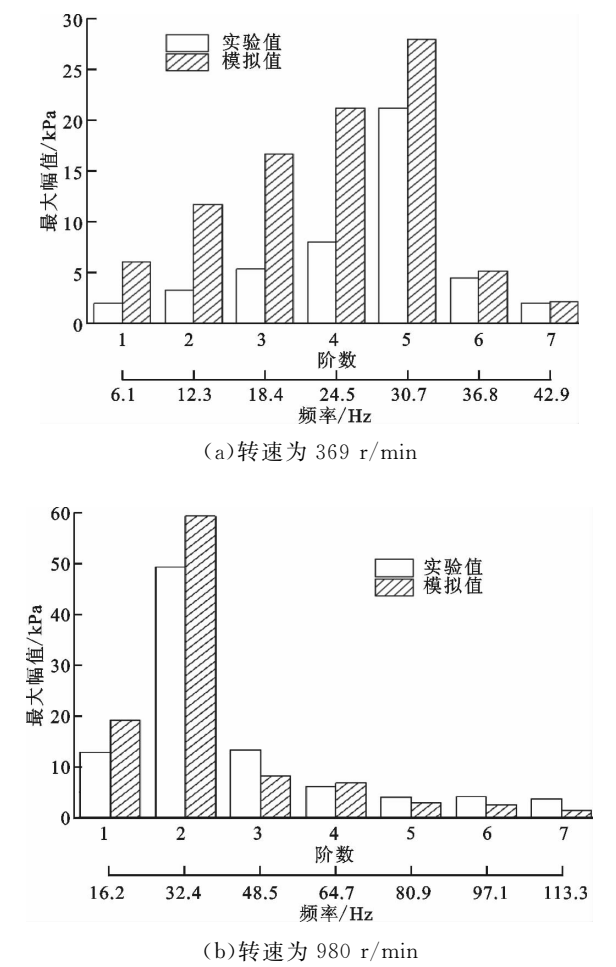


图 9 不同转速时傅里叶分解幅值频谱图

3.4 不同管系下的比较

变转速分析均基于单直管管系,说明了一维非定常模拟程序在计算单直管管系压力脉动时的准确性。下文将通过分析另外两种管路系统时实验、计算结果之间的差异,来验证一维非定常模拟程序中对不同管系模拟的准确性。

排气压力为 0.4 MPa 时,两种管系不同测点在转速为 814 r/min 的波形图如图 10 所示,可见压力不均匀度均符合大脉动要求。由图 10 可知,实验与模拟所得波形图变化规律一致,容积腔管系 3 个测

点模拟、实验结果的最大相对误差分别为 7.4%、2.6%和 0.5%;异径管管系 3 个测点模拟、实验结果的最大相对误差分别为 9.4%、2.7%和 2.4%。误差在允许范围之内,说明该模型在不同管系时的模拟结果能准确反映出实际管路内的压力脉动情况。

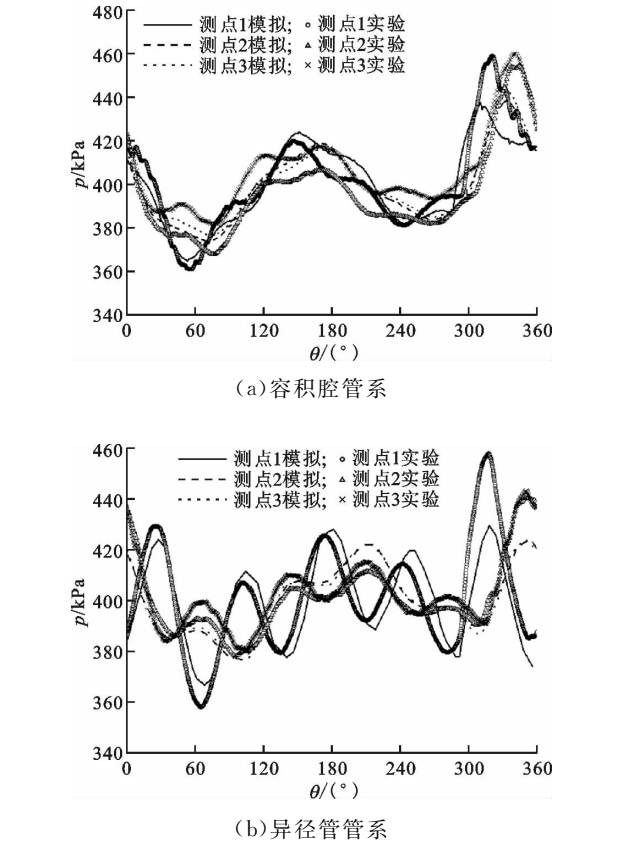


图 10 容积腔管系和异径管管系的压力波形图

4 结 论

本文针对活塞式压缩机大脉动工况管路气流脉动进行了数值模拟和实验研究,基于一维非定常流动理论建立了不同管系条件下的数学模型。传统的压缩机管路气流脉动模拟没有考虑到吸排气阀腔容积的影响,而实际上阀腔对气流脉动会产生相位上的延迟作用,当阀腔较大时,还会起到缓冲容积的作用,对压力脉动幅值产生影响。因此,为了使模拟结果更为准确,本文在建立模型时将阀腔容积及排气阀通道都看作是管路系统的一部分。同时,搭建了管路大气流脉动验证实验台,测试了大脉动工况下单直管管系、容积腔管系和异径管管系在不同转速下的气流脉动情况,结论如下。

(1)在大脉动工况下,采用平面波动理论计算所得波形图与实测波形图相位和幅值均差别较大,而采用一维非定常理论所得波形图与实测波形图变化

规律一致,吻合度较高。

(2)对比了大脉动工况下加阀腔模型和不加阀腔模型模拟结果与实测值之间的差别,结果表明加阀腔模型能得到更为准确的模拟结果。在大脉动工况下,须考虑排气阀通道及排气阀腔的影响,并可将它们分别简化为短管和容积单元。

(3)不同转速、不同管系条件下的模拟结果和实验测得的波形变化规律一致,波形吻合较好,且计算所得波形图与实测波形图的最大误差在10%以内,证明本文基于一维非定常流动理论所建数学模型和模拟程序准确。

参考文献:

- [1] 张士永,马静. 往复压缩机气流脉动及管道振动分析[J]. 压缩机技术, 2011(1): 22-25.
ZHANG Shiyong, MA Jing. The technical method for analyzing flow fluctuation and pipe vibration of reciprocating compressor [J]. Compressor Technology, 2011 (1): 22-25.
- [2] 马澜擎. 压缩机管路系统气流动力学仿真及应力分析[D]. 北京: 北京化工大学, 2015: 1-2.
- [3] 徐斌,冯全科,余小玲. 往复压缩机级间管路气流脉动研究[J]. 压缩机技术, 2009(3): 1-3.
XU Bin, FENG Quanke, YU Xiaoling. Study on pressure pulsation of piping system on reciprocating compressor [J]. Compressor Technology, 2009(3): 1-3.
- [4] 张传鑫,张卫义,孙笠峰,等. 气流脉动的分析与消减[J]. 压缩机技术, 2014(4): 19-21.
ZHANG Chuanxin, ZHANG Weiyi, SUN Lifeng, et al. Analysis and reduction of gas pulsation [J]. Compressor Technology, 2014(4): 19-21.
- [5] 樊力可. 往复压缩机出口管系的振动分析及消振措施[D]. 上海: 华东理工大学, 2013: 2-3.
- [6] 徐斌,冯全科,余小玲. 往复压缩机级间管路的振动研究[J]. 压缩机技术, 2010(1): 3-6.
XU Bin, FENG Quanke, YU Xiaoling. Reciprocating compressor piping system vibration studies [J]. Compressor Technology, 2010(1): 3-6.
- [7] JIA Xiaohan, LIU Boxiang, FENG Jianmei, et al. Influence of an orifice plate on gas pulsation in a reciprocating compressor piping system [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part E Journal of Process Mechanical Engineering, 2015, 229(1): 64-77.

- [8] 熊怡君,张晓青,张栋,等. 大型往复压缩机管道系统气流脉动的计算[J]. 工程热物理学报, 2017(10): 77-82.
XIONG Yijun, ZHANG Xiaoqing, ZHANG Dong, et al. Calculation of gas pulsation in large reciprocating compressor piping system [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017(10): 77-82.
- [9] 季龙庆,刘洪佳,田德永. 往复式压缩机进气管路气流压力脉动分析[J]. 化工设计, 2018, 28(6): 38-41.
JI Longqing, LIU Hongjia, TIAN Deyong. Analysis of pressure pulsation of a reciprocating compressor's inlet pipeline [J]. Chemical Engineering Design, 2018, 28(6): 38-41.
- [10] 刘英男,单鲁维,蒋林滔. 撬装往复压缩机的振动分析[J]. 化工机械, 2015(1): 53-56.
LIU Yingnan, SHAN Luwei, JIANG Lintao. Vibration analysis of skid-mounted reciprocating compressor [J]. Chemical Engineering Design, 2015(1): 53-56.
- [11] CYKLIS P. Advanced techniques for pressure pulsations modeling in volumetric compressor manifolds [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2010, 132 (6): 064501.
- [12] NOVARK K, SAULS J. Comparing FEM transfer matrix simulated compressor plenum pressure pulsations to measured pressure pulsations and to CFD results [C] // Proceedings of International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 2012: 1120.
- [13] 韩文龙,韩省亮,白长青. 往复式压缩机管道系统气流脉动的数值与实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(5): 61-66.
HAN Wenlong, HAN Shengliang, BAI Changqing. Numerical and experimental research on gas pulsation in reciprocating compressor piping system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(5): 61-66.
- [14] NOVARK Keith. Influence of cylinder bore volume on pressure pulsations in a hermetic reciprocating compressor [C] // Proceedings of International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA: Purdue University, 2014: 1182.
- [15] 黄兴鹏. 压缩机气流脉动分析方法及应用研究现状[J]. 中国管理信息化, 2016, 19(8): 73-75.
HUANG Xingpeng. Analysis method and application of compressor pressure pulsation [J]. China Management Informationization, 2016, 19(8): 73-75.

(编辑 赵炜)