

设计研究

文章编号: 1006-2971 (2001) 06-0003-04

双螺杆压缩机排气压力脉动理论计算和试验研究

张小军, 彭学院, 邢子文

(西安交通大学压缩机教研室, 陕西 西安 710049)

摘要: 建立描述双螺杆压缩机排气压力脉动的一维非定常流动模型, 模型中考虑了气流和管道之间的摩擦阻力和热交换, 提出了有效的边界条件处理方法, 并运用 Lax-Wendroff (L-W) 两步法进行了数值计算。借助微型压力传感器, 测试了不同工况下排气压力脉动的状况。通过试验值与理论值的比较, 验证了所建模型的正确性, 并发现影响排气压力脉动的主要因素是压缩机运行时的实际排气压力值与设计值的偏离。

关键词: 螺杆压缩机; 压力脉动; 一维非定常流动; 试验研究

中图分类号: TH455 **文献标识码:** A

气流脉动现象是引起压缩机运行性能和可靠性下降的重要原因之一。虽然双螺杆压缩机没有排气阀, 但由于在压缩机的排气过程中, 排气孔口的面积是变化的, 在不同时刻通过排气孔口的气体流量不同, 因而不可避免地会产生排气流量脉动。另外, 由于不设排气阀, 当设计工况与实际工况不一致时, 在工作容积与排气孔口连通的瞬时, 理论上将出现等容压缩或膨胀现象, 导致排气孔口处气流流量的瞬时突变, 这些气流流量的脉动均会产生压力的脉动^[1]。

排气压力脉动是引起噪声和振动的主要因素, 因而对此项目的研究, 有助于了解双螺杆压缩机噪声和振动的产生机理。目前关于双螺杆压缩机的排气流量脉动现象的研究论文甚少, 国外曾有过相关方面的研究^[2-4], 但这些文献都是采用平面波动理论来对压力脉动进行计算。一般说来, 当气流压力脉动值相对于压力的平均值是一个很小的数值(按双振幅计, 一般在8%以内), 才可以采用平面波动理论^[5]。但通过试验发现, 螺杆压缩机的压力脉动的幅值超过了平面波动理论的适用条件, 因而本文在螺杆压缩机工作过程模拟的基础上^[6], 采用一维非定常气流方程组来对排气压力脉动现象进行模拟。

1 气流脉动的数值模拟

1.1 一维非定常气流方程组及其解法

对于等截面管内的一维非定常气体流动, 由连续方程、动量方程及能量方程构成描述其运动规律的方程组, 将方程组无量纲化, 得^[7]

$$\frac{\partial V}{\partial Z} + \frac{\partial G}{\partial X} = B \quad (1)$$

$$\text{式中 } V = \begin{bmatrix} R \\ RU \\ \frac{1}{2}RU^2 + \frac{P}{\kappa(\kappa-1)} \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} RU \\ RU^2 + \frac{P}{\kappa} \\ \frac{1}{2}RU^3 + \frac{PU}{\kappa-1} \end{bmatrix}$$

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

利用 L-W 两步法数值求解方程组 (1), 其格式为

$$\text{第一步 } V_{r+\frac{1}{2}}^{z+\frac{1}{2}\Delta z} = \frac{1}{2}(V_{j-1}^z + V_j^z) - \frac{\Delta Z}{2\Delta X}(G_j^z - G_{j-1}^z) + \frac{\Delta Z}{4}(B_j^z + B_{j-1}^z)$$

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

$$\begin{aligned} \text{第二步 } V_j^{z+\Delta Z} &= V_j^z - \frac{\Delta Z}{\Delta X} (G_{j+\frac{1}{2}}^{z+\frac{1}{2}\Delta Z} - G_{j-\frac{1}{2}}^{z+\frac{1}{2}\Delta Z}) \\ &+ \frac{\Delta Z}{2} (B_{j+\frac{1}{2}}^{z+\frac{1}{2}\Delta Z} + B_{j-\frac{1}{2}}^{z+\frac{1}{2}\Delta Z}) \end{aligned}$$

L-W 数值计算两步法方案及步骤如图 1 所示。其中, 下标 j 指管道上均分点的号码, 上标指无因次时刻值。除去孔口端点 1 和末端点 n 外, 所有内分点上气流的参数值 (U, P, R) 都可由 Z 时刻的值, 按两步法规则, 推出 $Z + \Delta Z$ 时刻的值。

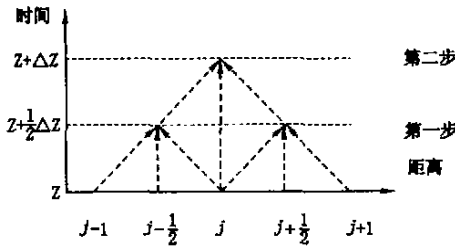


图 1 L-W 两步法图示

当均分点取定后, ΔX 也就已知, 而 ΔZ 的取值应满足 L-W 数值解的稳定性条件

$$\Delta Z \leq \frac{\Delta X}{A + |U|_{\max}} \quad (2)$$

本文将所要计算的管道系统划分为 9 个单元, 每个单元 ΔX 的取值为 0.01, ΔZ 的取值为 0.02。通过公式 (2) 可以看出, 这样划分网格是满足稳定性条件的。

1.2 边界条件处理

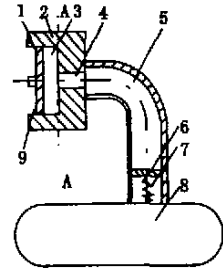
分析上面提到的两步计算一维非稳态可压缩气流守恒型方程组可以看出, 此方法不能计算边界点 1 和 n 的参数值。对于边界点, 可以采用匀熵修正理论, 即只考虑管道摩擦, 不考虑与外界的热交换, 并且由摩擦引起的熵值增加也略去不计, 这种方法对工程计算而言已被证明是有效的^[5]。

图 2 所示的双螺杆压缩机排气系统可进一步简化为压缩机-排气管-异径管-容积腔, 即两个边界点分别为压缩机和容积腔。异径管处以及容积腔内的参数计算文献 [5] 已经详细论述过, 这里不再赘述。本文主要讨论端点为压缩机时的参数计算。

在图 2 中, 管道的左端点为压缩机的基元容积腔, 根据连续性条件, 通过 A-A 截面右侧排出气体的速度理论值为

$$\frac{dV_1}{dt} = -uA_e \quad (3)$$

式中 V_1 为压缩腔的容积, u 为理论排气流速, A_e 表示 A-A 截面右端的有效通流面积。



1 阴转子 2 阳转子 3 基元容积 4 排气孔口 5 排气管
6 单向阀 7 单向阀弹簧 8 油气分离器 9 相邻基元容积

图 2 排气系统简图

对双螺杆压缩机, 根据转子型线方程和基本参数, 并结合压缩机的转速, 可以求得 dV_1/dt 的数值解, 从而求得理论排气流速随时间变化的离散值。需要注意的是, 对阳转子而言, 当它从排气开始到排气结束所转过的角度大于 $2\pi/z_1$ (z_1 为阳转子的齿数), 此时在压缩机一个基元容积排气尚未结束的时候, 后一个基元容积已经开始排气, 因而流量的计算应该是进入排气的各个基元容积流量值的叠加, 而 A_e 的值为不同时刻排气孔口打开的面积。

当压缩机的实际工况与设计工况不一致时, 在排气孔口打开的瞬间, 图 2 所示排气孔口左端点气体质点流动速度发生变化, 取 ϵ_c 表示气体压缩终了时的压力比 (即内压力比), ϵ_s 表示系统压力比 (即排气压力与吸气压力之比), 将此时通过排气孔口的气体流动假设为通过喷嘴的流动, 则由于过压缩或者是欠压缩所引起的排气孔口处气体瞬态流速的变化 ΔU 可以表示为

$$\Delta U = \left[\frac{2}{\kappa - 1} \left(1 - \frac{\epsilon_c}{\epsilon_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

$$\text{当 } \epsilon_c > \epsilon_s, U = U_c + \Delta U \quad (5)$$

$$\text{当 } \epsilon_c < \epsilon_s, U = U_c - \Delta U \quad (6)$$

根据第二特征线^[5] 求 β'_1 ,

$$A'_1 = \beta'_1 + \frac{\kappa-1}{2} U'_1 \quad (7)$$

根据再连接点处压力相等、熵相等和连续性要求, 可求得左端点的 R' 和 P'

$$R'_1 = \left(\frac{A'^2_1 R_1}{P_1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (8)$$

$$P'_1 = A'_1 R'_1 \quad (9) \quad \text{度。}$$

2 实验研究

试验用压缩机为一台喷油双螺杆空气压缩机, 压缩机的设计转速为 6 000 r/min, 排气量为 3 m³/min, 内容积比为 4.0, 阳转子和阴转子的齿数比为 4/6, 转子的外径为 105 mm。传感器采用 Kulite 公司生产的 XT-140-250A 微型压力传感器, 该传感器频率响应高, 并自带温度补偿, 其安装螺纹外径为 4.76 mm, 这是本文获得高速喷油螺杆压缩机排气压力脉动的核心元件。

传感器的安装及信号采集如图 3 所示。压力传感器安装在压缩机的排气内。传感器的输入信号经由信号放大器先进行放大和滤波, 然后利用 JO-VIAN5200 动态信号分析仪进行采集和处理。

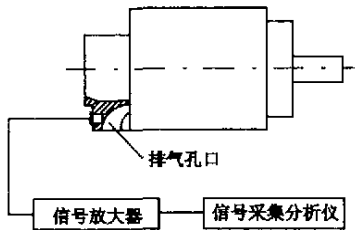


图3 传感器的安装及信号采集

试验中分别改变压缩机的转速和排气压力, 对不同工况下的排气压力脉动均进行了采集和分析。

3 结果及分析

计算值与实测结果的比较如图 4 所示。试验时压缩机的转速为 3 000 r/min, 排气压力为 0.9 MPa, 其中 τ_{12} 为螺杆压缩机排气孔口打开时的阳转子转角。从图中可以看出, 试验值与理论计算值基本符合, 证明了数值计算方法的有效性。由于采用匀熵修正理论进行计算时, 计算的精度为一阶, 因而未能正确反映其中的高频脉动成分, 但计算曲线与试验曲线的走向是一致的。分析图 4 所示压力脉动曲线可以发现, 在螺杆压缩机排气孔口打开的瞬间, 由于打开面积很小, 排出的气体流量较小, 排气管道内的气体压力较低; 随着排气孔口的逐渐打开, 排气流量加大, 此时排气管道内的气体压力升高。从图 4 还可以看出, 由于阳转子的齿数为 4, 因而压力脉动的周期对应于阳转子的转角 90

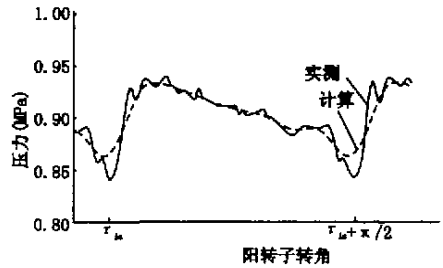


图4 计算与实测值比较

图 5 至图 8 为不同转速和不同排气压力时压缩机排气管道内压力脉动实测图, 图中 δ 表示压力不均匀度, 其值为最大压力与最小压力的差值与平均压力之比。

3.1 排气压力的影响

从图 5 至图 8 可以看出, 不同排气压力时排气管道内的压力脉动幅度是不同的。以图 5 为例, 随着排气压力的升高, 压力不均匀度先从 26.7% 降低到 5.6%, 然后又上升到 10.9%, 这表明排气压力不均匀度并非随着排气压力的升高而持续增长。由于压缩机的设计内容积比为 4.0, 设计内压力比约为 0.6 MPa, 通过对不同排气压力时压力不均匀度的比较分析发现, 在压缩机的设计工况, 排气压力不均匀度比较小, 而任何偏离设计的工况, 无论是过压缩还是欠压缩, 均会引起排气压力不均匀度的增大。这主要是由于在压缩机偏离设计工况的时候, 在排气孔口打开的瞬间, 由于基元容积与排气腔内压差的存在, 会产生气体的瞬间流出或流入, 影响了排气孔口排出气流的瞬态流速, 从而影响到压缩机排气压力不均匀度的大小。

3.2 转速的影响

比较分析图 5 至图 8 可以看出, 随着转速的提高, 排气压力脉动的频率变快, 这是因为压缩机转速提高后, 基元容积完成一个工作过程所需的时间缩短。另外, 随着压缩机转速的提高, 排气压力不均匀度变大, 在设计工况, 压力不均匀度从 5.6% 上升到了 13.3%, 其主要原因是随着压缩机转速的提高, 气体通过排气孔口的瞬态流速增加, 从而在相同的排气压力下, 压缩机排气管道内的气流流量变化幅度加大, 导致压缩机排气压力不均匀度的上升。

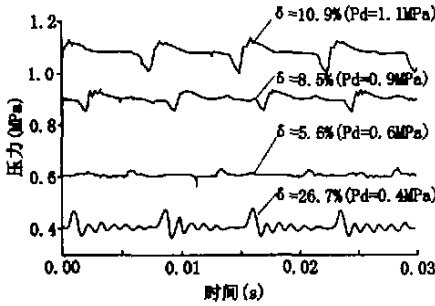


图5 n=2 000 r/min

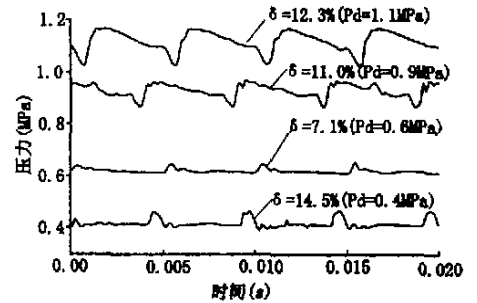


图6 n=3 000 r/min

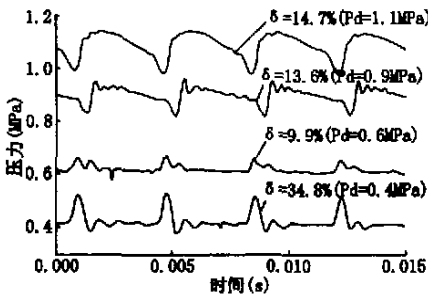


图7 n=4 000 r/min

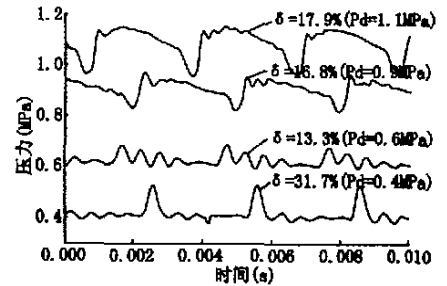


图8 n=5 000 r/min

4 结论

(1) 综合考虑摩擦及换热现象,建立了描述螺杆压缩机排气腔内压力脉动的一维非定常气流方程组,根据匀熵修正理论处理边界节点参数,利用L-W两步法计算内部节点上的值,压力脉动计算值与实测结果吻合较好。

(2) 利用理论计算结果,可以更好的了解排气过程流动特性,使工作过程的数学模拟更加接近实际。而且,在机器设计前对气流脉动进行分析,可以确定相关参数的选取是否合理。

(3) 通过安装在排气腔的压力传感器,成功测得了不同工况下双螺杆压缩机的排气压力脉动,分析发现影响排气压力脉动幅值的主要因素是压缩机实际运行压力与设计压力的偏差。

参考文献:

[1] 邢子文著. 螺杆压缩机—理论、设计及应用 [M]. 北京:

机械工业出版社, 2001.

[2] Kwang-lu Koai, Werner Soedel. Gas Pulsations in Twin Screw Compressors Part I: Determination of Port Flow and Interpretation of Periodic Volume Source [C]. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, 1990. 41-49.

[3] Kwang-lu Koai, Werner Soedel. Gas Pulsations in Twin Screw Compressors Part II: Dynamics of Discharge System and Its Interaction with Port Flow [C]. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, 1990. 50-59.

[4] Sangfors Bo. Modeling, Measurements and Analysis of Gas-Flow Generated Noise From Twin-Screw Compressors [C]. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, 2000. 971-978.

[5] 党锡祺, 陈守五编著. 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.

[6] 邢子文, 彭学院, 束鹏程. 螺杆压缩机设计计算机软件的研究与开发 [J]. 西安交通大学学报, Vol. 33 (1999), 11.