

两级单螺杆压缩机气体阻力矩变化特性研究

彭程宇, 谢佳, 冯全科, 吴伟烽

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了减小两级单螺杆压缩机电机负载转矩的波动,基于单螺杆压缩机力学特性,建立了两级单螺杆压缩机串联螺杆转子的力学模型,研究了串联螺杆转子的气体阻力矩变化特性,计算分析了空气质量流量为 40.6 kg/m^3 的两级串联单螺杆压缩机在不同排气压力下的气体阻力矩波动比,并与任意一级独立运行的单螺杆压缩机的气体阻力矩波动比进行了比较。研究表明:对于工质质量流量为固定值的单螺杆压缩机,存在确定的压比,使其气体阻力矩波动比最小;两级串联单螺杆压缩机的气体阻力矩波动比小于其中任意一级独立运行的单螺杆压缩机的气体阻力矩波动比;在两级串联单螺杆压缩机中,一、二级螺杆转子间初始相位差对单螺杆压缩机总气体阻力矩的波动幅值有影响,并存在一个最优初始相位差,使总气体阻力矩波动幅值最小。该研究结果对两级单螺杆压缩机设计以及进一步发展具有一定的指导意义。

关键词: 单螺杆压缩机;气体阻力矩;两级压缩;力学特性;阻力矩波动幅值

中图分类号: TH455 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202202009 **文章编号:** 0253-987X(2022)02-0082-09



OSID 码

A Study of Gas Resistance Torque Variation Characteristics of Two-stage Single Screw Compressors

PENG Chengyu, XIE Jia, FENG Quanke, WU Weifeng

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to reduce the fluctuation of motor load torque of two-stage single screw compressor, based on the mechanical characteristics of the single screw compressor, a mechanical model of the two-stage tandem screw rotor is established and the fluctuation characteristics of its gas resistance torque is studied. The torque fluctuation ratio of the two-stage tandem single screw compressor with air mass flow rate of 40.6 kg/m^3 under different exhaust pressure is calculated and analyzed, and then compared with that of any single screw compressor running independently. The results show that for a single screw compressor with a fixed mass flow rate, there exists a definite pressure ratio, which leads to the smallest gas resistance torque fluctuation ratio. The two-stage single-screw compressor with tandem operation is more stable than that with the parallel operation. Moreover, in the two-stage tandem single screw compressor, the fluctuation amplitude of the total gas resistance torque is significantly influenced by the initial phase difference between the first and second screw rotor, and there always exists the minimum value caused by an optimal initial phase difference. The above research results have certain guiding significance for the design and further development of two-stage single screw compressor.

Keywords: single screw compressor; gas resistance torque; two-stage compression; mechanical characteristics; resistance torque fluctuation

符号表

A	中心距, m	1	一级单螺杆压缩机
b	星轮齿宽, m	2	二级单螺杆压缩机
D	直径, m	g	气体力
α	星轮转角, rad	g_t	切向气体力
R	半径, m	g_r	气体阻力
V	体积, m^3	g_s	星轮表面气体力
P	齿数比	0	进气压力
p	压强, MPa	d	排气压力
M	阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$	in	螺槽封闭时星轮位置
ϵ	压比	p	接通排气孔口时星轮齿位置
η	微元与齿中心线间的距离, m	o	星轮齿中线离开螺杆位置
μ	微元面积的长度, m	o1	星轮齿前侧离开螺槽位置
下标		o2	星轮齿后侧离开螺槽位置
r	螺杆	max	最大值
s	星轮	min	最小值

压缩机是一种提高气体压力或输送气体的机器,品种繁多,在采矿业、冶金业、机械制造业、土木工程、石油化学工业、制冷、气体分离工程及国防工业中,都是必不可少的关键设备之一^[1-3]。单螺杆压缩机自法国人 Zimmern 发明以来,凭借其质量轻、体积小、结构简单、容积效率高、运转可靠、适应性强、振动噪声小,维护简便等优点,被认为是一种完美的气体压缩机械,曾被美国海军称作“21 世纪战略产品”^[4-6]。

目前,在排气压力为 1.0~10 MPa 的中压空气压缩领域,单级和多级压缩单螺杆压缩机凭借较好的力学性能和较高的容积效率,逐渐成为市场上的主要压缩机产品^[7-8]。工业和信息化部 2011 年 12 月发布的《工业转型升级投资指南》中指出:“智能型高速节能 PET 瓶吹瓶机是工业投资的重点和方向之一。”在这一指南之后,能够为 PET 瓶吹瓶成型提供 4.1 MPa 中压无油气体的水润滑单螺杆压缩机成为研究热点^[9-11]。

市场上绝大数单螺杆压缩机是 CP 型(螺杆为圆柱型,星轮为平面状),如图 1 所示。星轮对称布置,螺杆转子上、下侧压缩腔同步工作^[12]。这种对称结构虽然保证了螺杆转子受力的平衡性,但同时也使得上、下侧压缩腔气体阻力矩同步叠加,引起单螺杆压缩机总的气体阻力矩剧烈波动,尤其是在大压比的单螺杆压缩机以及高排气压力的两级或多级压缩单螺杆压缩机中,这一影响更为显著^[13-15]。

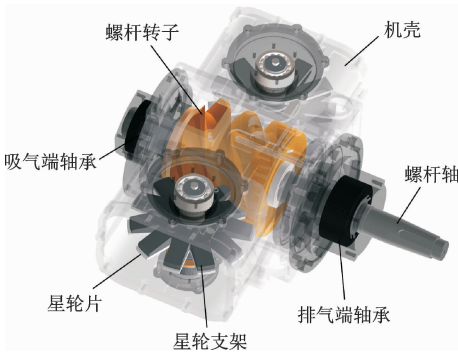


图 1 单螺杆压缩机的基本结构
Fig. 1 Structure of a single screw compressor

两级或多级串联单螺杆压缩机不仅存在上、下侧压缩腔气体阻力矩叠加,也存在串联的螺杆转子与螺杆转子之间的气体阻力矩叠加,这两者耦合在一起,进一步加剧了螺杆压缩机总的气体阻力矩波动。气体阻力矩决定着驱动电机的负载,驱动电机负载剧烈波动时,将引起电机转子的转速波动,导致电机定子气隙磁场变化与驱动电流的改变,造成较为严重的电机发热以及更剧烈的振动和噪声问题^[16-18]。此外,两级或多级串联单螺杆压缩机在启动时存在一定的气体阻力矩,这会极大地影响电机的加速时间以及电机的启动电流,激发轴系很大的冲击扭振^[19]。上述气体阻力矩引发的种种问题,均将导致电动机的使用寿命变短。实际生产中,两级和多级串联单螺杆压缩机的气体阻力矩受装配过程中螺杆转子初始相位差的影响,气体阻力矩波动状

况不确定将出现产品性能不稳定等情况,导致驱动电机出现过热停机,甚至烧坏等现象^[20-21]。而目前关于这方面的文献研究极少,因此有必要对单级、两级以及多级串联单螺杆压缩机的气体阻力矩的变化规律进行研究,分析单螺杆压缩机气体阻力矩的变化规律,寻求串联单螺杆压缩机气体阻力矩波动与螺杆转子间初始相位差之间的关系。

本文基于单螺杆压缩机的工作特性,建立了螺杆转子气体阻力矩计算模型,对两级串联单螺杆压缩机螺杆转子的气体阻力矩变化规律进行探究,研究其动态变化以及一、二级螺杆转子初始相位差对机组性能和长期稳定性的影响,从而为两级单螺杆压缩机新产品的设计与开发提供理论支持。

1 两级单螺杆压缩机基本结构及其工作过程

1.1 两级单螺杆压缩机的基本结构

单螺杆压缩机核心部件是由螺杆转子和星轮片组成的啮合副。在单螺杆压缩机工作时,电机驱动螺杆转子转动,带动星轮片在螺槽内滑动,周期性地改变工作腔的容积,实现气体的吸入、压缩和排气,完成压缩过程。

两级压缩则是将气体的压缩过程分在两台压缩机中进行。气体经过第一次压缩之后,进入中间冷却器进行冷却,再进行第二次压缩。这样可以有效地节省压缩气体的指示功,降低排气温度,减少活塞上的气体力。两级单螺杆压缩机是由两台单螺杆压缩机组成,一级单螺杆压缩机与二级单螺杆压缩机由一台驱动电机进行串联驱动,一、二级螺杆转子同步转动,如图2所示。

1.2 基本工作过程

本文主要研究单螺杆压缩机气体阻力矩的特性,气体压缩的热力过程是前提条件。内部热力过

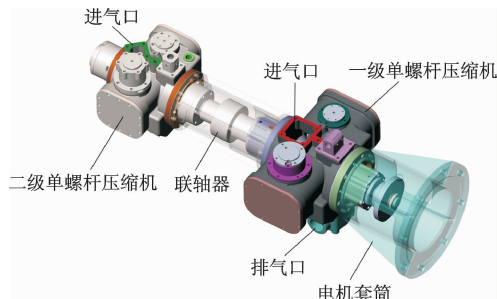


图2 两级串联单螺杆压缩机结构

Fig. 2 Structure of two-stage tandem single screw compressor

程与齿间容积有着密切的联系,而齿间容积取决于啮合副的基本几何关系,因此首先对啮合副的几何关系开展研究。啮合副的基本几何关系如图3所示。其中,星轮转角 α 为参考星轮齿中线与螺杆和星轮中心连线 O_1O_s 的夹角,取与星轮旋转方向相同的夹角为正。

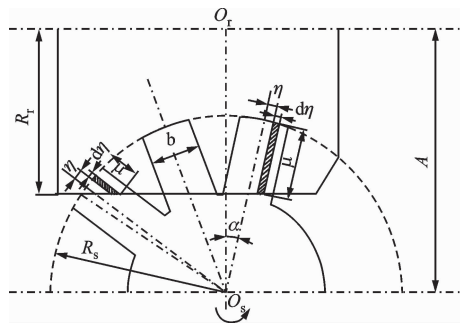


图3 啮合副的基本几何关系

Fig. 3 Basic geometric relationship of meshing pair

单螺杆压缩机工作时有多个工作腔同时工作,其中每个工作腔工作过程相同,因此取一个工作腔作为控制容积对单螺杆压缩机工作过程进行分析。参照图3,文献[22]给出单螺杆压缩机的齿间容积随着星轮片变化的关系如下

$$V(\alpha) = \begin{cases} V_m - \int_{\alpha_{in}}^{\alpha} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{R_r^2 - (A - \sqrt{R_s^2 - \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} P d\eta d\alpha, & \alpha_{in} \leq \alpha \leq \alpha_{o1} \\ V_1 - \int_{\alpha_{o1}}^{\alpha} \int_{-\frac{b}{2}}^{R_s \sin \gamma(\alpha)} \frac{R_r^2 - (A - \sqrt{R_s^2 - \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} P d\eta d\alpha, & \alpha_{o1} < \alpha \leq \alpha_{o2} \end{cases} \quad (1)$$

式中:

$$\gamma(\alpha) = \arccos\left(\frac{A - R_r}{R_s}\right) - \alpha \quad (2)$$

$$V_1 = \int_{\alpha_{o1}}^{\alpha_{o2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{R_s \sin \gamma(\alpha)} \frac{R_r^2 - (A - \sqrt{R_s^2 - \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} P d\eta d\alpha \quad (3)$$

$$V_m = V_1 + \int_{\alpha_{in}}^{\alpha_{o1}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{R_r^2 - (A - \sqrt{R_s^2 - \eta^2} \cos \alpha + \eta \sin \alpha)^2}{2 \cos \alpha} P d\eta d\alpha \quad (4)$$

本文研究重点是串联的两个螺杆转子之间存在何种因素会影响整机气体阻力矩的波动,故假设单个螺杆空压机中气体的压缩过程为无任何泄漏的绝热理想过程且进、排气无任何压力损失,则工作过程中气体压力如下^[23]

$$p(\alpha) = \begin{cases} p_0, & \alpha < \alpha_{in} \\ p_0 \left(\frac{V_m}{V(\alpha)} \right)^\kappa, & \alpha_{in} \leq \alpha < \alpha_p \\ p_d, & \alpha_p \leq \alpha \leq \alpha_{o2} \end{cases} \quad (5)$$

2 两级单螺杆压缩机螺杆转子力学模型

2.1 螺杆转子气体阻力矩计算模型

单螺杆压缩机的工作腔是由螺槽表面、星轮齿上表面和机壳内表面围成的封闭容积,如图4所示。气体压力作用在螺槽表面上的切向分力所引起的气体阻力矩为螺杆转子的气体阻力矩。螺杆转子受到的气体力如下

$$\mathbf{F}_{gt} = \iint_r p \cdot \mathbf{n} ds \quad (6)$$

式中: $\mathbf{n}$ 为螺槽表面法向向量。

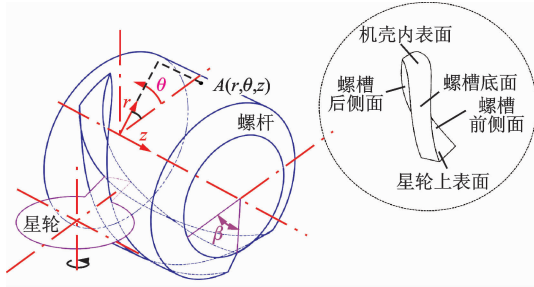


图4 螺杆转子柱坐标示意图

Fig. 4 Screw rotor diagram in cylindrical coordinate

将式(6)中的螺槽表面在图4所示的柱坐标系中进行投影,包含沿轴向的轴向投影($z=0$)、沿径向的柱面投影($r=R_r$)以及沿圆周方向的周向投影($\theta=0^\circ$),展开公式如下

$$\iint_r p \cdot \mathbf{n} ds = \iint_r p r d\theta dr + \iint_r p R_r d\theta dz + \iint_r p dr dz \quad (7)$$

式中:螺槽表面上的切向分力为

$$\mathbf{F}_{gt} = \iint_r p dr dz \quad (8)$$

因此,螺杆转子的气体阻力矩为

$$\mathbf{M}_{gr} = \iint_r p r dr dz \quad (9)$$

螺槽表面在圆周方向的投影面积与处于工作腔内星轮上表面在圆周方向的投影面积相等,因此

$$\mathbf{M}_{gr} = \iint_r p r dr dz = \iint_s p r dr dz \quad (10)$$

为了获得螺杆转子的气体阻力矩,需要计算啮入在螺槽里面星轮齿的面积。处于工作腔内星轮上表面的几何关系如图5所示。

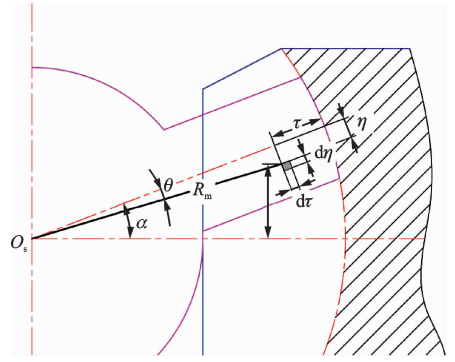


图5 星轮上表面几何关系

Fig. 5 Upper surface diagram of a star-wheel

在星轮齿面上平行于星轮中心轴线位置处,任取一长度为 $d\tau$ 、宽度为 $d\eta$ 的微元,当星轮转角为 α 时,螺杆转子的气体阻力矩为

$$\mathbf{M}_{gr,i}(\alpha) = \iint_{s,i} p r dr dz =$$

$$\begin{cases} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_0^{\zeta(\alpha)} [p(\alpha) - p_0] S(\alpha) d\tau d\eta, & \alpha_{in} \leq \alpha \leq \alpha_{o1} \\ \int_{-\frac{b}{2}}^{R_s \sin \gamma(\alpha)} \int_0^{\zeta(\alpha)} [p(\alpha) - p_0] S(\alpha) d\tau d\eta, & \alpha_{o1} < \alpha \leq \alpha_{o2} \end{cases} \quad (11)$$

其中:

$$S(\alpha) = A - R_m \cos(\alpha + \theta) \quad (12)$$

$$\zeta(\alpha) = \sqrt{R_s^2 - \eta^2} - \eta \tan \alpha - \frac{A - R_r}{\cos \alpha} \quad (13)$$

$$R_m = \sqrt{R_s^2 - 2\tau \sqrt{R_s^2 - \eta^2} + \tau^2} \quad (14)$$

$$\theta = \arctan \left(\frac{\eta}{\sqrt{R_s^2 - \eta^2} - \tau} \right) \quad (15)$$

2.2 两级串联单螺杆压缩机气体阻力矩模型

根据式(11)中螺杆转子气体阻力矩随着星轮转角的变化关系,令 $\beta = P(\alpha - \alpha_{in})$,则 β 表示螺杆转子从参考工作腔封闭后所旋转的角度,如图6所示。

螺杆转子气体阻力矩随着螺杆转角变化关系为

$$\mathbf{M}_{gr,i}(\beta) = \mathbf{M}_{gs,i}(\alpha) = \mathbf{M}_{gs,i}(\beta/P + \alpha_{in}) \quad (16)$$

式中: $\alpha \in (\alpha_{in}, \alpha_{o2})$; $\beta \in (0, P(\alpha_{o2} - \alpha_{in}))$ 。

在单螺杆压缩机工作过程中,有多个螺槽同时在进行气体压缩,所以螺杆转子总的气体阻力矩为

$$\mathbf{M}_{gr} = \sum_{i=1}^n \mathbf{M}_{gr,i} \quad (17)$$

矩逐渐变大,气体阻力矩的波动幅值也随着平均气体阻力矩的增大而增大,其中气体阻力矩的正向波动增加值大于其负向波动增加值(以平均气体阻力矩为标准点,大于平均气体阻力矩为正向波动)。这说明在单螺杆压缩机的实际的生产设计中,需要匹配的驱动电机额定功率与平均功率的差也越来越大。

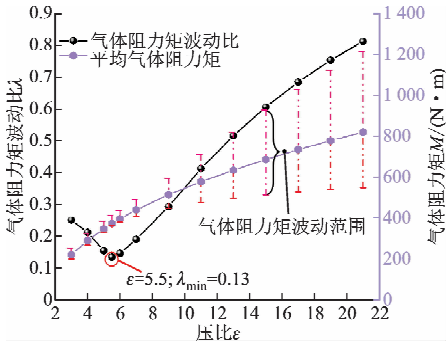


图 9 气体阻力矩随压比的变化

Fig. 9 Variation characteristics of gas-induced torque with pressure ratio

由图 9 还可知,随着压比的增大,单螺杆压缩机的气体阻力矩波动比呈先减小后增大的变化特征,在压比为 5.5 时,气体阻力矩波动比达到最小。这表明对于质量流量为 40.6 kg/min 的空气,单螺杆压缩机在压比为 5.5 时,气体阻力矩波动比最小,单螺杆压缩机运行最稳定。最佳压力比存在是因为单螺杆压缩机的气体阻力矩是由多个工作腔气体阻力矩叠加而成,当压比变化时,排气孔位置发生变化,单个工作腔气体阻力矩的波峰对应的相位发生变化。如图 8 和图 10 所示,一个工作腔的气体阻力矩发生改变时,叠加后总的气体阻力矩的波峰与波谷

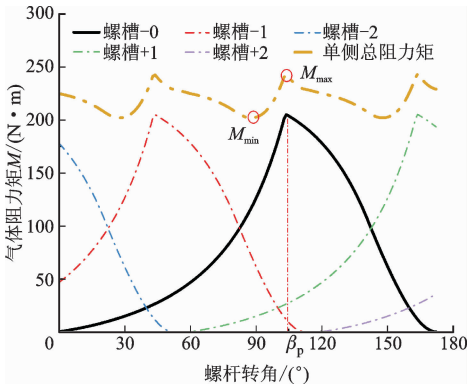


图 10 压缩腔产生的气体阻力矩变化特性(排气压力 0.7 MPa)

Fig. 10 Variation characteristics of gas-induced torque generated by compression chamber (exhaust pressure 0.7 MPa)

对应相位发生变化,这影响了气体阻力矩波动幅值。

3.2 两级串联单螺杆空压机气体阻力矩变化特性

选取排气压力为 4.1 MPa、质量流量为 40.6 kg/min 的两级串联单螺杆空压机,来探究两级单螺杆压缩机的气体阻力矩变化规律,其具体结构参数和运行参数如表 1。

表 1 两级串联单螺杆压缩机的结构参数和运行参数

Table 1 Structural and operating parameters of two-stage tandem single screw compressor

参数	数值
空气质量流量/(kg·min ⁻¹)	40.6
一级螺杆直径/m	0.300
一级星轮直径/m	0.320
一级中心距/m	0.240
一级星轮齿宽/m	0.473
一级齿数比	11:6
二级螺杆直径/m	0.142~0.190
二级星轮直径/m	0.148~0.198
二级中心距/m	0.113~0.152
二级齿数比	11:6
进气压力/MPa	0.1
级间压力/MPa	0.45~1.15
排气压力/MPa	4.1
转速/(r·min ⁻¹)	2 970

3.2.1 初相位差对气体阻力矩的影响 对于理想压缩过程的两级单螺杆空压机而言,在一、二级单螺杆压缩机压比一致的情况下,整机最省功。当级间压力为 0.64 MPa 时,两级串联单螺杆空压机的气体阻力矩随螺杆转角的变化如图 11 所示。由图可知,一级单螺杆压缩机与二级单螺杆压缩机的气体阻力矩波动周期为 60°,且幅值基本相同,均在 100 N·m 左右。一、二级螺杆转子的初相位差对两级单螺杆压缩机的总的气体阻力矩波动幅值以及波动频率均有所影响。当一级螺杆转子与二级螺杆转子初相位差为 2.1°时,两级单螺杆压缩机的总气体阻力矩波动幅值最大,为 142.7 N·m,波动周期约为 60°;而当一级螺杆转子与二级螺杆转子初相位差为 32.5°时,两级单螺杆压缩机的气体阻力矩波动幅值最小,此时波动幅值约为最大波动幅值的 1/2,为 65.1 N·m,波动周期约为 30°。

由此可见,在两级串联单螺杆压缩机设计中,存在一个最优的初始相位差,能够大幅度地减小单螺

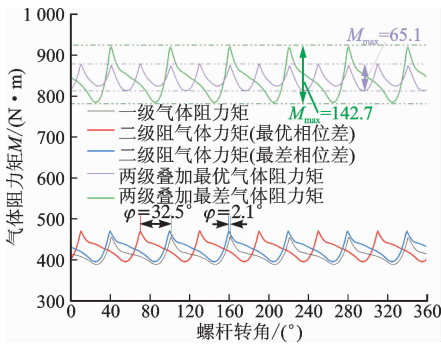


图 11 两级单螺杆压缩机的气体阻力矩波动示意图

Fig. 11 The gas-induced torque fluctuation of two-stage single screw compressor

杆压缩机总的气体阻力矩的波动幅值,使得两级单螺杆压缩机运行更加平稳。

3.2.2 级间压力对气体阻力矩的影响 在实际工作中,两级单螺杆压缩机级间压力往往需要兼顾避免单级压差过大,容积效率低,转子强度不足,整机能耗高等问题,因此需要进行优化设计。当级间压力发生改变时,一、二级单螺杆压缩机的压比发生变化,两级单螺杆压缩机的气体阻力矩也随之改变,导致一、二级单螺杆压缩机最优初始相位差也发生改变。

不同级间压力下,两级单螺杆压缩机总气体阻力矩波动幅值与一、二级螺杆转子初始相位差之间的关系如图 12 所示。

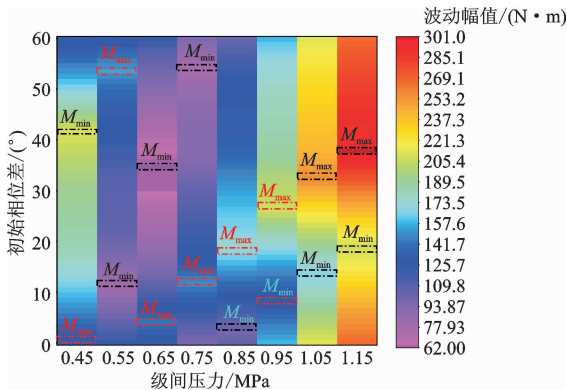


图 12 气体阻力矩的波动幅值与初相位差的变化关系

Fig. 12 Variation relationship between fluctuation amplitude of gas resistance torque and initial phase difference

由图 12 可知,两级单螺杆压缩机气体阻力矩波动幅值随着级间压力的改变而变化,当级间压力约 0.65 MPa 时,两级单螺杆压缩机气体阻力矩整体波动幅值最小。此外,在不同的级间压力下,两级单螺杆压缩机气体阻力矩波动幅值随着一、二级螺杆转子初相位差的变化而改变。图 13 也给出了空气

质量流量为 40.6 kg/min 的两级串联单螺杆压缩机在不同级间压力下,总气体阻力矩波动幅值最小对应的最优初始相位角和最大对应的最差初始相位角。例如,在级间压力为 0.75 MPa 时,当一、二级螺杆转子初相位差为 54.6°时,气体阻力矩波动幅值最小,为 75.9 N·m;当一、二级螺杆转子初相位差为 11.5°时,气体阻力矩波动幅值最大,为 148.7 N·m。

为了更加客观地反映级间压力的改变对一、二级单螺杆空压机以及两级串联单螺杆空压机气体阻力矩的影响,图 13 展示了一、二单螺杆空压机的气体阻力矩波动比以及采用最优初相位差和最差初相位差的两级串联单螺杆空压机总气体阻力矩波动比随着级间压力的变化关系。

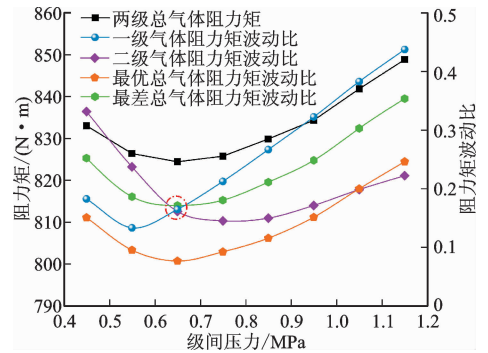


图 13 气体阻力矩的波动幅值与级间压力的变化关系

Fig. 13 Variation relationship between fluctuation amplitude of gas resistance torque and interstage pressure

由图 13 可知,随着级间压力的增大,一级单螺杆空压机的气体阻力矩波动比先减小后逐渐增大,二级单螺杆空压机的气体阻力矩波动比先减小后增大。究其原因,两级串联单螺杆空压机级间压力增大时,一级单螺杆空压机压比逐渐增大,二级单螺杆空压机压比逐渐减小,在增大和减小的过程跨过了 3.1 节中提到的最优压比 5.5。同时,在级间压力为 $\sqrt{p_d/p_0}$ 处,一、二级单螺杆空压机压比一致,一、二级单螺杆空压机气体阻力矩相同,波动比一致。采用最差初相位差串联的两级单螺杆空压机和采用最优初相位差串联的两级单螺杆空压机的气体阻力矩波动比均随着级间压比的改变而发生变化。对于理想压缩过程的两级单螺杆空压机而言,在级间压力为 $\sqrt{p_d/p_0}$ 下,采用最差初相位差和采用最优初相位差的两级单螺杆空压机的阻力矩波动比均处于最小值。

此外,采用最优初相位差设计的两级单螺杆压缩机总气体阻力矩波动比小于一、二单螺杆压缩机

独立运行时的气体阻力矩波动比,说明两级串联比单螺杆压缩机独立运行的阻力矩波动更小,运行更加平稳。采用最差初相位差设计的两级单螺杆压缩机总气体阻力矩波动比在一、二级单螺杆压缩机独立运行的气体阻力矩波动比之间,综上表明两级串联单螺杆压缩机对单螺杆压缩机气体阻力矩波动有一定的优化效果,若一、二级螺杆转子采用最优的初相位差,则两级串联单螺杆压缩机气体阻力矩波动比将会更小,两级串联单螺杆压缩机运行也更加平稳。

3.3 案例计算结果

对于排气压力为 4.1 MPa、质量流量为 40.6 kg/min 的两级串联单螺杆空压机,计算得到如下结果:质量流量为 40.6 kg/min 单螺杆空压机,使得单螺杆空压机的气体阻力矩波动比最小的压比为 5.5;当级间压力为 0.64 MPa,一、二级螺杆转子初相位差为 32.5° 时,两级单螺杆压缩机的气体阻力矩波动幅值最小,为 $65.1 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。从图 12 可以看出,气体阻力矩最小波动幅值和最大波动幅值分别对应的最优和最差初始相位差。

4 结 论

本文基于单螺杆压缩机的工作特性,建立了两级串联单螺杆压缩机气体阻力矩计算模型,对串联螺杆转子的气体阻力矩变化规律进行探究,并得到如下结论。

(1)通过分析单螺杆压缩机气体阻力矩的变化规律,指出对于工质质量流量为固定值的单螺杆压缩机,气体阻力矩的波动幅值随着压比的增大而增大,但气体阻力矩波动比却随着压比的增大,呈现先减小后增大的变化特征,并且存在一个确定的压比,使得单螺杆压缩机的阻力矩波动比最小。

(2)通过分析两级串联单螺杆压缩机气体阻力矩的变化规律,指出在两级串联单螺杆压缩机中,一、二级螺杆转子间初始相位差对单螺杆压缩机总气体阻力矩的波动幅值和波动频率均有影响,并且存在一个最优初始相位差,使得两级串联单螺杆压缩机总的气体阻力矩波动幅值最小。

(3)通过分析不同级间压力下两级串联单螺杆压缩机气体阻力矩波动幅值及波动比的变化特征,指出两级串联单螺杆空压机比两台独立运行的单螺杆空压机的气体阻力矩波动比更小,两级串联单螺杆空压机运行更加平稳。此外,对于理想压缩过程的两级单螺杆空压机而言,在级间压力为 $\sqrt{p_d/p_0}$ 下,采用最差初相位差串联的两级单螺杆空压机的

阻力矩波动比和采用最差初相位差串联的两级单螺杆空压机的阻力矩波动比的阻力矩波动比均处于最小值。

参考文献:

- [1] 喻志强,于洋,林子良,等.国内螺杆压缩机节能发展方向[J].通用机械,2013(2):23-25.
YU Zhiqiang, YU Yang, LIN Ziliang, et al. Domestic screw compressor energy-saving development direction [J]. General Machinery, 2013(2): 23-25.
- [2] WANG Zengli, SHI Houwei, WANG Shuyu, et al. Study on the operating characteristic of disc seal single screw pump used in energy recovery systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 118: 336-344.
- [3] HUANG Rui, LI Ting, YU Xiaoling, et al. An optimization of the star-wheel profile in a single screw compressor [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2014, 229(2): 139-150.
- [4] ZIVIANI D, BELL I H, ZHANG Xinye, et al. PD-Sim: demonstrating the capabilities of an open-source simulation framework for positive displacement compressors and expanders [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 110: 323-339.
- [5] 王仁德.单螺杆压缩机发展简况[J].机电设备,1994(1):18-28.
WANG Rende. Single screw compressor development brief [J]. Mechanical and Electrical Equipment, 1994(1): 18-28.
- [6] 吴建华,金光熹,冯俊鸿.加工单螺杆压缩机圆台二次包络啮合副星轮用的滚刀的研究[J].西安交通大学学报,1996,30(5):44-49.
WU Jianhua, JIN Guangxi, FENG Junhong. Study of the star rotor hob of a single screw compressor using a conical surface two-envelope engagement pair [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1996, 30(5): 44-49.
- [7] 查谦,刘先启,方宜荣,等.单螺杆压缩机的现状与发展趋势[J].流体机械,1997(2):40-42.
ZHA Qian, LIU Xianqi, FANG Yirong, et al. The current situation and development trend of single screw compressor [J]. Fluid Machinery, 1997(2): 40-42.
- [8] 章根国.单螺杆压缩机技术在 PET 吹瓶用领域应用前景分析[J].食品工业,2013(7):163-165.
ZHANG Genguo. The prospect analysis of single screw compressor technology in PET bottle blowing [J]. The Food Industry, 2013(7): 163-165.

- [9] 张立新. 上海盛怡压缩机有限公司发展战略研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2018: 4-8.
- [10] 陈金定, 杨舒乔, 高彦祥. 液体饮料 PET 无菌灌装工艺与装备研发进展 [J]. 食品与机械, 2021, 37(5): 215-220.
- CHEN Jinding, YANG Shuqiao, GAO Yanxiang. Research and development of PET aseptic filling technology and equipment of beverage [J]. Food & Machinery, 2021, 37(5): 215-220.
- [11] 吕超. PET 瓶吹塑工艺及瓶坯结构参数的优化研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
- [12] ZIVIANI D, GUSEV S, LECOMPTE S, et al. Characterizing the performance of a single-screw expander in a small-scale organic Rankine cycle for waste heat recovery [J]. Applied Energy, 2016, 181: 155-170.
- [13] 梁政, 申江, 魏国东, 等. 采用喷水降温螺杆压缩机的水蒸气热泵性能研究 [J]. 热能动力工程, 2021, 36(5): 82-89.
- LIANG Zheng, SHEN Jiang, WEI Guodong, et al. Study on the performance of water vapor heat pump system with water spray cooling screw compressor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 82-89.
- [14] 周雷, 金光熹. 单螺杆压缩机星轮动力学特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 1998, 32(11): 60-64.
- ZHOU Lei, JIN Guangxi. Dynamic characteristics of gate rotor for single screw compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1998, 32(11): 60-64.
- [15] 彭程宇, 张翌, 谢佳, 等. 单螺杆压缩机转子异步压缩循环的动力学分析 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(1): 136-144.
- PENG Chengyu, ZHANG Zhao, XIE Jia, et al. Dynamic analysis of the asynchronous compression cycle for the rotor in single screw compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(1): 136-144.
- [16] LUKANISZYN M, JAGIELA M, WROBEL R. Optimization of permanent magnet shape for minimum cogging torque using a genetic algorithm [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2004, 40(2): 1228-1231.
- [17] FERRER-VIDAL L E, IGLESIAS-PÉREZ A, PACHIDIS V. Characterization of axial compressor performance at locked rotor and torque-free windmill conditions [J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 101: 105846.
- [18] 霍军亚. 永磁同步单转子压缩机低频转矩补偿控制研究 [J]. 日用电器, 2012(7): 33-37.
- HUO Junya. Discussion and analysis of direct torque control system for permanent magnet synchronous motor [J]. Electrical Appliances, 2012(7): 33-37.
- [19] THAMIZHAZHAGAN P, SUTHA S. Adaptive vector control reference strategy based speed and torque control of permanent magnet synchronous motor [J]. Microprocessors and Microsystems, 2020, 74: 103007.
- [20] 陈超, 张贵军, 刘文利. 无级气量调节系统对往复压缩机转矩的影响分析 [J]. 石油化工设备技术, 2019, 40(2): 20-22.
- CHEN Chao, ZHANG Guijun, LIU Wenli. Analysis of the effect of stepless air volume adjustment system on the torque of reciprocating compressor [J]. Petrochemical Equipment Technology, 2019, 40(2): 20-22.
- [21] 刘意. 转矩补偿功能在单转子压缩机中的应用 [J]. 电子产品世界, 2017, 24(8): 70-71, 74.
- LIU Yi. Torque compensation for single rotary compressor [J]. Electronic Engineering & Product World, 2017, 24(8): 70-71, 74.
- [22] 王增丽, 冯全科. 单螺杆压缩机几何参数对压缩机性能的影响 [J]. 流体机械, 2014, 42(11): 34-37, 78.
- WANG Zengli, FENG Quanke. Affect of geometry parameters on performance of single screw compressor [J]. Fluid Machinery, 2014, 42(11): 34-37, 78.
- [23] WANG Wei, QIAO Han, LEI Biao, et al. Experimental study on the influence of inlet and exhaust pressure loss on the performance of single screw expanders [J]. Energy, 2021, 232: 120912.
- [24] 智瑞平, 吴玉庭, 王伟, 等. PC 型单螺杆压缩机主要几何关系的分析 [J]. 北京工业大学学报, 2017, 43(10): 1545-1553.
- ZHI Ruiping, WU Yuting, WANG Wei, et al. Main geometric analysis of PC-type single-screw compressor [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2017, 43(10): 1545-1553.

(编辑 亢列梅)