

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.06.004

小型往复式无油空压机的动平衡与振动分析

王 俊¹, 葛正浩^{1*}, 李 杰¹, 刘言松¹, 陆为东², 谭建军²

(1. 陕西科技大学 机电工程学院, 陕西 西安 710021; 2. 苏州欧圣电气股份有限公司, 江苏 苏州 215200)

摘 要:为改善小型往复式无油空压机因体积小、压力大,易产生的振动危害,提高安全性能,课题组对小型往复式无油空压机进行了动平衡研究。基于机构运动原理和热力学理论,分析了计算平衡惯性力和力矩所需要的转动惯量,并根据所需转动惯量和空压机空间限制,设计了一种合适的配质量块;随后,建立空压机动平衡有限元模型,对其进行运动学和动力学仿真,将平衡前后空压机总惯性力及曲轴振动力进行对比;最后,开展振动噪音试验,并与仿真结果进行了对照。结果表明:平衡后,空压机总惯性力和曲轴振动力明显减小,基频处的振动力也相应减小,试验测得的振动噪音降低了17.88%,验证了该配质量块优化设计方法的合理性。采用此方法,空压机振动得到有效改善,并为空压机平衡分析提供参考。

关 键 词:小型空压机;配质量块;振动力;平衡计算

中图分类号:TH457

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2023)06-0026-08

Dynamic Balance and Vibration Analysis of Small Reciprocating Oil Free Air Compressor

WANG Jun¹, GE Zhenghao^{1*}, LI Jie¹, LIU Yansong¹, LU Weidong², TAN Jianjun²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China;

2. Suzhou Alton Electrical & Mechanical Industry Co., Ltd., Suzhou, Jiangsu 215200, China)

Abstract: To improve the vibration hazard caused by small volume and high pressure in small reciprocating oil free air compressor, and improve safety performance, a study on the dynamic balance of a small reciprocating oil free air compressor was conducted. The moment of inertia required to calculate the balance of inertia force and moment was analyzed through the principle of mechanical motion and thermodynamic theory. And a counter mass block was designed according to the required moment of inertia and the space limitation of the air compressor. Subsequently, the finite element model of air compressor maneuvering balance was established, and the kinematics and dynamics simulation were carried out, and the total inertial force of the air compressor before and after balance and the vibration force of the crankshaft were compared. Finally, the vibration and noise test was carried out and compared with the simulation results. The results show that after balance, the total inertial force and crankshaft vibration force of the air compressor are significantly reduced, the vibration force at the fundamental frequency is also correspondingly reduced, and the vibration noise measured by the test is reduced by 17.88%, which verifies the rationality of the optimal design method of the mass block. Therefore, by adopting this method, the vibration of the air compressor is effectively improved, and it provides reference for the balance analysis of the air compressor.

Keywords: small air compressor; counter mass block; vibration force; equilibrium calculation

空压机是通过压缩体积来提高气体压力的机械装置,因种类繁多,被广泛应用于工业生产的各个领域,具有“通用机械”之称^[1-3];在汽车、工程机械以及中大型货车上主要起制动控制作用。在汽车领域,小型往

收稿日期:2023-04-15;修回日期:2023-07-18

第一作者简介:王俊(1997),男,安徽合肥人,硕士研究生,主要研究方向为车用空压机的设计与开发。通信作者:葛正浩(1965),男,上海人,博士,教授,博士生导师,主要研究方向空气悬架系统的设计与开发。E-mail:gezha@sust.eud.cn

复式无油空压机是车用气制动系统关键元件之一^[4-5],应用于汽车空气悬架的供气系统中。供气系统对整车的升降速度、舒适性和稳定性等性能有着很大的影响^[6-7]。同时,往复式空压机的特点是体积小、质量轻以及制造简单,但工作时振动较大,产生噪音也大,容易与车架形成共振,造成驾驶的舒适性降低,也会缩短空压机的使用寿命。因此,空压机的优化设计是汽车领域比较重要的改进内容之一。

随着汽车行业的快速发展,人们对汽车的性能要求越来越高,所以也越发重视空压机振动引起的噪声问题。空压机运动机构的动平衡特性差及压缩过程中的气体激振是引起空压机振动的主要原因^[8-9]。而惯性力和力矩直接影响运动机构的动平衡性能,因此,需要平衡空压机的惯性力和力矩,以达到平衡,并减小振动^[10-11]。

关于改善空压机振动状况,以往的专家学者以优化空压机的压缩结构,增加质量块平衡惯性力以及外置减振支架的方式来减小空压机振动产生的危害,但是很少考虑空压机工作过程中阻力矩的波动对空压机的影响,只是简单地从惯性力和隔振方面对空压机的振动进行研究,并没有从根本上大幅降低空压机的振动。

课题组从空压机本身结构考虑,利用机构运动原理,计算得到平衡空压机中往复惯性力和旋转惯性力所需的转动惯量。随后,通过空压机热力学及动力学理论,得到平衡空压机工作过程中力矩所需的转动惯量,完成空压机的运动质量平衡及动力平衡。再根据2种转动惯量总和、小型空压机空间尺寸及曲轴尺寸,通过 SolidWorks 软件反复修正结构参数,设计出一种具有相等转动惯量的新型配质量块;之后利用 ADAMS 软件对空压机模型进行运动学及动力学仿真,对比分析平衡前后空压机的总惯性力及曲轴的振动力,并对振动力进行频谱分析;最后利用振动噪音试验,验证该配质量块设计方法的合理性。

1 空压机平衡分析

1.1 平衡惯性力计算

课题组以车用小型往复式无油空压机为研究对象,该款空压机是直接与电机相连,传动部件包括曲柄、活塞连杆、轴承及活塞组件。在进行平衡分析之前需要分析空压机的运动原理及受力情况,如图1所示。

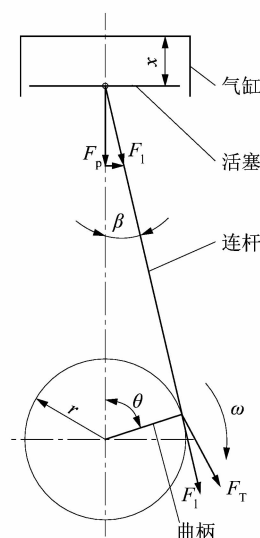


图1 空压机受力分析

Figure 1 Force analysis of air compressor

由图1的几何关系可知活塞位移:

$$x = r(1 - \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \theta) \quad (1)$$

活塞速度:

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega [\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin (2\theta)] \quad (2)$$

活塞加速度:

$$\alpha = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 [\cos \theta + \lambda \cos (2\theta)] \quad (3)$$

式中: r 为曲柄回转半径, ω 为曲柄角速度, λ 为连杆比。

对于平衡往复式空压机而言,主要是平衡空压机内部的往复惯性力和旋转惯性力。由于旋转惯性力的特性是只在方向上发生周期性变化,在数值上不变,因此只需要在曲柄的相反位置加一合适的平衡块,使得产生的离心力正好与旋转惯性力数值相等方向相反就可以平衡旋转惯性力^{[12]146}。

$$m_r r \omega^2 = m'_r r_0 \omega^2 \quad (4)$$

$$m'_r = m_r \frac{r}{r_0} \quad (5)$$

式中: m'_r 为旋转所需平衡块质量; m_r 为旋转不平衡质量, r_0 为平衡质量质心到曲轴旋转中心的距离,且 $r_0 = 9.5 \text{ mm}$ 。

往复惯性力包括一阶往复惯性力和二阶往复惯性力,其平衡较为复杂。由于该款空压机属于小型车用空压机,连杆比较小,所产生的二阶往复惯性力很小,

对空压机的振动影响可忽略不计。主要平衡一阶往复惯性力,若采用平衡旋转惯性力的方式,在相反位置添加一个平衡块,使其在垂直方向上产生的离心力分力可以完全平衡往复惯性力,但是水平方向上的分力就成了自由力,会导致空压机在水平方向上的振动。因此,为缓解曲轴的受载情况,将一阶往复惯性力的30%~50%转移到水平方向上^{[12]147}。即:

$$m'_p r_0 \omega^2 = (0.3 \sim 0.5) m_s r \omega^2; \quad (6)$$

$$m'_p = (0.3 \sim 0.5) m_s \frac{r}{r_0}。 \quad (7)$$

式中: m'_p 为平衡往复惯性力的质量, m_s 为往复运动质量。

由式(5)和(7)可知平衡块的总质量为:

$$m_0 = m'_r + m'_p = [m_r + (0.3 \sim 0.5) m_s] \frac{r}{r_0}。 \quad (8)$$

旋转质量 m_r 包括曲轴不平衡质量 m_k 、连杆大头轴承质量 m_{c2} 和连杆部分质量 $0.7m_1$; 往复质量 m_s 包括活塞组件质量 m_h 、连杆小头轴承质量 m_{c1} 和连杆部分质量 $0.3m_1$ 。用 SolidWorks 软件测量出各部分质量,即:

$$m_s = m_h + m_{c1} + 0.3m_1 = 0.0632 \text{ kg}; \quad (9)$$

$$m_r = m_k + m_{c2} + 0.7m_1 = 0.1028 \text{ kg}。 \quad (10)$$

由式(8)~(10)可知:

$$m_0 = 0.128 \text{ kg}。$$

平衡惯性力所需要的转动惯量为:

$$J_0 = m_0 r_0^2 = 1.16 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}。$$

1.2 平衡力矩计算

对于空压机而言,只平衡惯性力是不够的,惯性力平衡是恒转速下的平衡,没有考虑转速变化的情况,但空压机实际工作过程中由于空压机总阻力矩是瞬时变化,每一时刻都不等于电机的驱动力矩,这样导致曲柄在转动一圈中会发生加速或减速的现象。瞬时角加速度越大曲轴产生的振动就越大,会加剧不平衡产生的危害^{[13]12}。因此还要考虑空压机工作过程中的阻力矩影响,并平衡空压机总阻力矩。

$$M_y - M_d = J\varepsilon。 \quad (11)$$

式中: M_y 为空压机的总阻力矩, M_d 为电机的驱动力矩, J 为空压机旋转质量的转动惯量, ε 为曲轴的瞬时角加速度。

由式(11)可知,要想降低空压机曲轴的振动,必

须使曲轴瞬时速度变得均匀,所以必须增加转动惯量 J 。为实现该目标,为空压机安装了飞轮,用飞轮来提高 J 进而减少 ε 。而对于小型空压机而言,为了结构紧凑和安装方便,通常把平衡块和飞轮设计成一体。空压机飞轮转动惯量是通过热力学和动力学计算得到的,计算所需要的空压机的相关参数如表1所示。

表1 空压机的相关参数

Table 1 Various parameters of air compressor

回转半径 r/mm	转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	杆径比 λ
9.5	3 000	0.147 1
气缸内径 D/mm	进气压力 p_s/MPa	排气压力 p_d/MPa
18	0.1	1.0

空压机一个工作周期可分为膨胀、进气、压缩和排气4个阶段,通过热力学计算得到4个阶段对应的曲柄转角如表2所示。

表2 工作周期内4个阶段对应的曲柄转角

Table 2 Crank angle corresponding to

4 stages in working cycle ($^\circ$)

膨胀阶段 曲柄转角	进气阶段 曲柄转角	压缩阶段 曲柄转角	排气阶段 曲柄转角
0.0~63.3	63.3~180.0	180.0~317.5	317.5~360.0

空压机的活塞力包括气缸内的气体压力、活塞运动时自身的往复惯性力以及活塞与气缸壁摩擦产生的往复摩擦力,即:

$$F_p = F_g + F_l + F_f。 \quad (12)$$

式中: F_p 为活塞力, F_g 为气体压力, F_l 为往复惯性力, F_f 为往复摩擦力。

气体压力为:

$$F_g = \begin{cases} \left(\frac{S_0}{r(1 - \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \theta) + S_0} \right)^m p_d A_g - P_d A_z, & 0.0 \leq \theta < 63.3^\circ; \\ p_s A_g - p_s A_z, & 63.3^\circ \leq \theta < 180.0^\circ; \\ \left(\frac{S + S_0}{r(1 - \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \theta) + S_0} \right)^k p_s A_g - P_s A_z, & 180.0^\circ \leq \theta < 317.5^\circ; \\ p_d A_g - p_s A_z, & 317.5^\circ \leq \theta \leq 360.0^\circ. \end{cases} \quad (13)$$

式中: A_g 为活塞盖侧横截面积, S_0 为余隙系数, A_x 为活塞轴侧的横截面积, S 为空压机的行程, m 为膨胀过程指数, k 为压缩过程指数。

将式(3) 活塞加速度公式代入往复惯性力公式可得:

$$F_i = m_s \alpha = m_s r \omega^2 [\cos \theta + \lambda \cos (2\theta)]。 \quad (14)$$

空压机摩擦力可分为往复摩擦力和旋转摩擦力, 但摩擦力一直是瞬时变化的, 其大小取决于相对运动表面的正压力和摩擦因数。一般用经验公式计算, 即:

$$F_f = (0.6 \sim 0.7) \frac{P_i \left(\frac{1}{\eta_m - 1} \right) \times 60}{2Sn}; \quad (15)$$

$$F_r = (0.3 \sim 0.4) \frac{P_i \left(\frac{1}{\eta_m - 1} \right) \times 60}{\pi Sn}。 \quad (16)$$

式中: F_r 为旋转摩擦力, η_m 为机械效率, P_i 为空压机的指示功率。

从图 1 的空压机受力分析可知曲柄的切向力为:

$$F_T = F_p \left(\sin \theta + \frac{\lambda \sin (2\theta)}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right)。 \quad (17)$$

曲柄的总切向力为:

$$F_{TZ} = F_p \left(\sin \theta + \frac{\lambda \sin (2\theta)}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) + F_r。 \quad (18)$$

空压机总阻力矩及电机的驱动力矩为:

$$M_y = \left[F_p \left(\sin \theta + \frac{\lambda \sin (2\theta)}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) + F_r \right] r; \quad (19)$$

$$M_d = F_{Tm} r。 \quad (20)$$

为了使空压机转轴匀速转动, 电机驱动力矩在转动一圈中所做的功必须等于空压机总阻力矩在转动一圈中所消耗的功, 即:

$$W_d = \int_0^{2\pi} M_d d\theta = 2\pi r F_{Tm}; \quad (21)$$

$$W_y = \int_0^{2\pi} M_y d\theta =$$

$$\int_0^{2\pi} \left[F_p \left(\sin \theta + \frac{\lambda \sin (2\theta)}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) + F_r \right] r d\theta。 \quad (22)$$

由式(21) 和式(22) 可知平均切向力为:

$$F_{Tm} = \frac{\int_0^{2\pi} \left[F_p \left(\sin \theta + \frac{\lambda \sin (2\theta)}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) + F_r \right] r d\theta}{2\pi r}。 \quad (23)$$

通过 Simulink 对上述建立的数学模型进行搭建、求解, 得到活塞力与时间的关系曲线, 及在不同转角时平均切向力和总切向力的变化曲线如图 2 和图 3 所示。

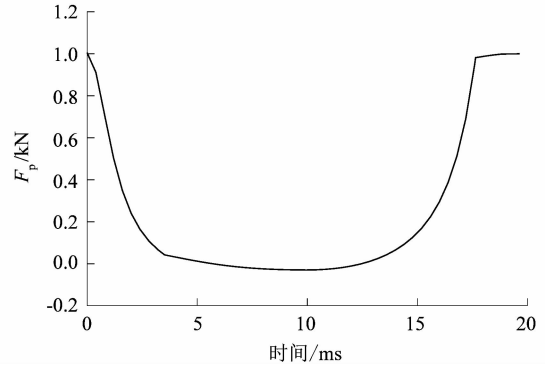


图 2 活塞力随时间变化的曲线

Figure 2 Curve of piston force over time

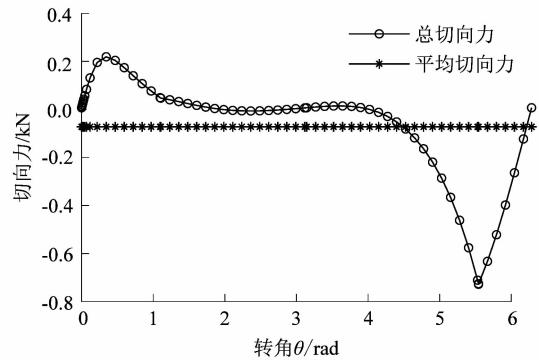


图 3 总切向力与平均切向力的关系

Figure 3 Relationship between total tangential force and average tangential force

从图 3 可知, 空压机的总切向力是一直在平均切向力附近做瞬时变化的, 曲轴旋转一圈的能量变化就是总切向力和平均切向力之间的相对变化关系。当平均切向力小于总切向力时, 说明总阻力矩比驱动力矩大, 驱动能量不充足, 曲轴转速就会逐渐降低。反之, 曲轴转速会逐渐增加。而空压机正常工作时, 曲轴转速不允许有太大波动。因此, 为了降低曲轴转速波动, 需要安装飞轮。

飞轮的转动惯量为:

$$J_1 = 90 \frac{L}{n^2 \delta}。 \quad (24)$$

式中: L 为能量变化值, δ 为旋转不均匀度。

能量变化值可通过总切向力曲线进行积分求解^{[13]22}, 即:

$$L_i = \int_0^{\theta_i} (F_{TZ} - F_{Tm}) r d\theta = r \Delta\theta \sum_{i=1}^j (F_{TZ} - F_{Tm}); \quad (25)$$

$$L = L_{\max} - L_{\min} \quad (26)$$

式中: i 为交点数, θ_i 为各交点对应的曲柄转角, $\Delta\theta$ 为数值积分中的曲柄步长。

通过 Simulink 搭建模型求解得到飞轮转动惯量为:

$$J_1 = 6.93 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

由于该款属于小型空压机, 需要将平衡块和飞轮设计成一个整体, 则克服惯性力和力矩所需要的总转动惯量为:

$$J = J_0 + J_1 = 8.09 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

图4所示为配质量块结构尺寸。图中相关尺寸是根据总转动惯量和小型空压机的空间和曲轴尺寸, 通过 SolidWorks 软件反复修正 R_1 和 R_2 得到的, 使配质量块转动惯量等于克服惯性力和力矩所需要的总转动惯量。其中, 配质量块厚度为 13.00 mm, 圆弧尺寸 R_1 为 35.00 mm, R_2 为 26.00 mm。配质量块安装方便, 通过上方的通孔, 用螺钉固定在曲轴上。

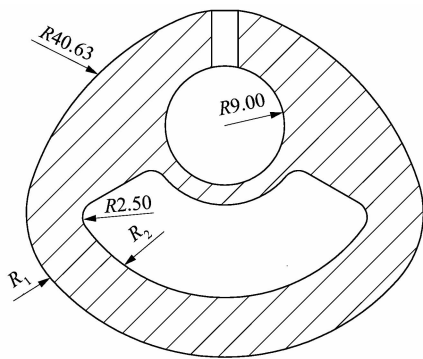


图4 配质量块结构尺寸

Figure 4 Structural dimension of counterweight block

2 空压机仿真分析

2.1 仿真分析设置

通过 SolidWorks 对空压机核心部件进行三维实体建模, 并完成各部件之间的装配, 导入到 ADAMS 中。其中, 曲轴与连杆之间、活塞与连杆之间以及转轴与机架之间添加转动副, 移动副添加在活塞与机架之间。并将旋转驱动添加在转轴与机架之间的转动副上, 其角速度为 314.16 rad/s, 设置仿真时间为 2 个周期, 即 0.04 s, 步长为 500。

2.2 平衡前仿真

将空压机的运动部件分成活塞系、连杆系和转子系 3 部分。其中: 活塞系包括活塞组件、压环和轴销; 连杆系包括连杆和轴承; 转子系包括曲轴、转子和转轴。按照已设置的参数进行运动仿真, 得到了各个系统部件所对应的位移、速度和加速度。通过各系的加速度得到整个系统的惯性力, 再通过 $F_{\text{total}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ 可得到空压机的总的惯性力, 如图 5 所示。

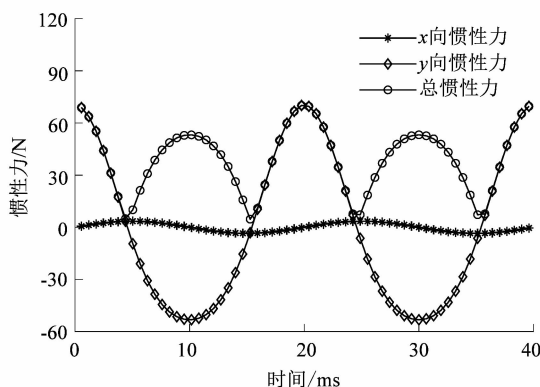


图5 空压机惯性力

Figure 5 Inertial force of air compressor

从图5中可知, 空压机在 x 方向上的惯性力非常小, 而 y 方向上的惯性力远大于 x 向的惯性力, 且数值变化范围较大, 极不稳定。总的惯性力最大值为 70.36 N。

此外, 在空压机仿真时, 忽略了空压机在运动过程中部件之间的摩擦力对振动的影响, 只考虑惯性力和力矩对空压机振动的影响^[14-16]。惯性力和力矩会直接影响曲轴轴承上的振动力大小, 通过动力学分析, 测量得到空压机曲轴轴承上的振动力如图6和图7所示。

图6所示为未平衡前曲轴上3个方向的振动力, 其中 y 方向上的振动力比较大, 最大值为 174.36 N, x 方向上的振动力比较小, 最大值为 35.76 N, z 方向上的振动力最大值为 115.29 N。图7所示为未平衡前曲轴上的总振动力, 最大值为 226.24 N, 振动较为严重。

2.3 平衡后仿真

通过对小型往复式无油空压机平衡分析计算, 根据分析计算得到的转动惯量设计出合理的配质量块。将设计好的配质量块装配到空压机上再进行仿真分析

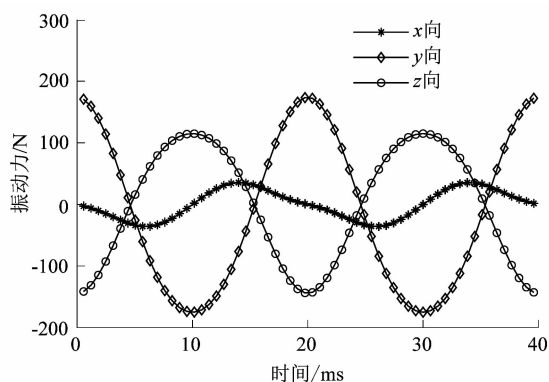


图 6 曲轴的 3 向振动力

Figure 6 Three-way vibration force of crankshaft

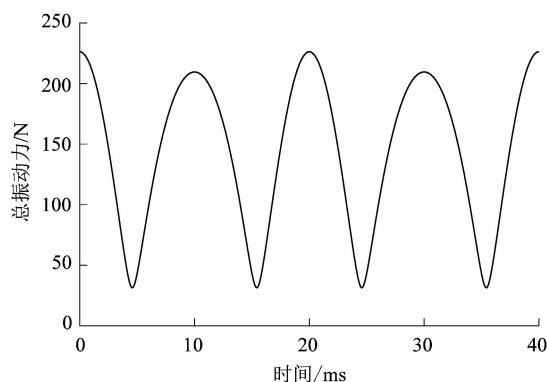


图 7 曲轴总振动力

Figure 7 Total vibration force of crankshaft

计算,通过运动学仿真得到空压机各系的质心位移和质心加速度,进而得到平衡后的空压机 x 方向和 y 方向上的质心位移,当惯性力满足平衡条件时,即 $\sum_{i=1}^j m_i x_i = c_1$ 和 $\sum_{i=1}^j m_i y_i = c_2$ [16],则空压机惯性力被完全平衡,通过质心加速度得到空压机系统惯性力。通过动力学仿真得到平衡后空压机曲轴上的总振动力,平衡后的仿真结果如图 8、图 9 和图 10 所示。

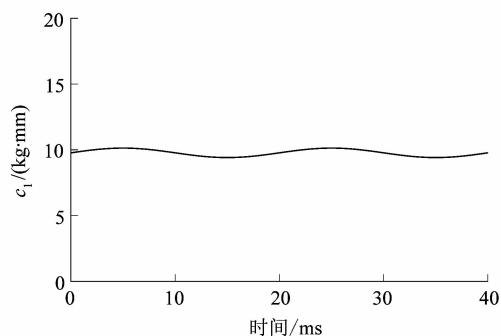
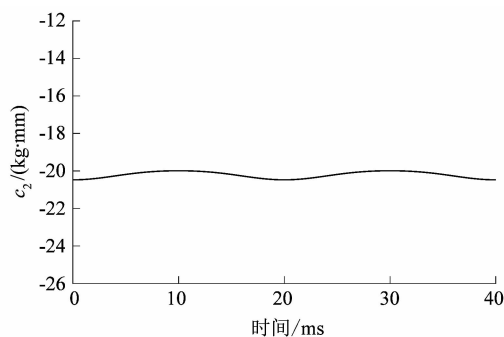
(a) x 方向质量与位移的积总和(b) y 方向质量与位移的积总和

图 8 平衡后的仿真数据

Figure 8 Balanced simulation data

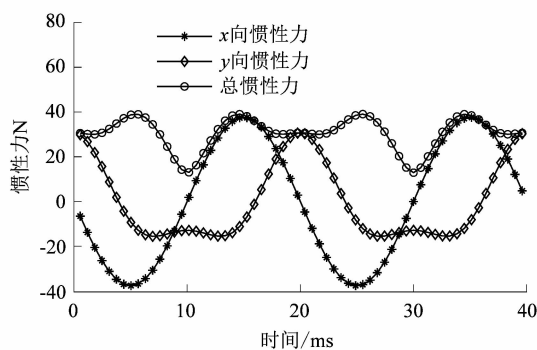


图 9 平衡后的空压机惯性力

Figure 9 Balanced air compressor inertial force

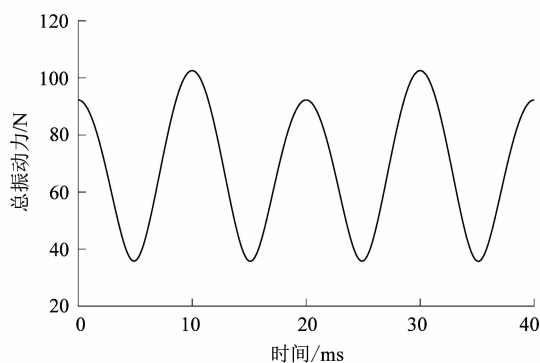


图 10 平衡后曲轴总振动力

Figure 10 Total vibration force of crankshaft after balance

通过惯性力平衡条件和图 8 可知,小型往复式无油空压机 x 方向上质量与位移的积总和在 $9.41 \sim 10.13 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ 范围内波动,幅度为 $0.72 \text{ kg} \cdot \text{mm}$; y 方向上质量与位移的积总和在 $-20.47 \sim -19.99 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ 范围内波动,幅度为 $0.48 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ 。由于小型往

复式无油空压机 x, y 方向上质量与位移的积总和基本保持不变, 可以认为空压机 x, y 方向上的惯性力大部分已经被平衡了。比较图 5 和图 9, 虽然空压机 x 方向上的惯性力有一定幅度的增加, 但 y 方向上的惯性力最大值从 69.4 N 减小至 32.8 N, 降低了 52.73%。此外, 空压机 x 方向上的惯性力变化范围比 y 方向上的惯性力变化范围大, 间接验证了图 8 空压机 x 方向上质量与位移的积总和的波动幅度比 y 方向上稍大。空压机总惯性力最大值由原来的 70.36 N 减小至 37.1 N, 降低了 47.27%。从图 10 可知, 平衡后曲轴总振动力最大值从 226.24 N 减小至 102.5 N, 降低了 54.69%。

为深入分析振动力, 还需要对振动力进行频谱分析, 图 11 为振动力频域图。对比分析平衡前后基频 (50 Hz) 处的振动力大小, 发现平衡后基频处的振动力明显减小, 最大值从原来的 50.1 N 减小至 17.5 N。

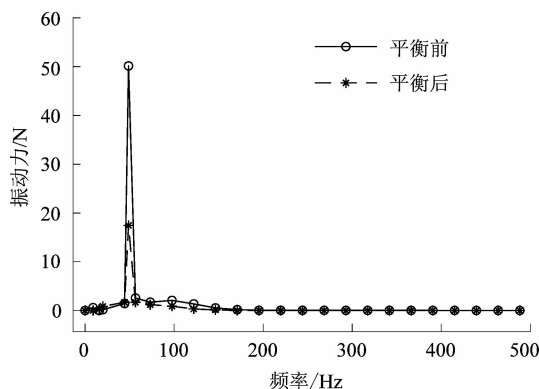


图 11 振动力频域图

Figure 11 Vibration force frequency domain diagram

3 试验验证

通过理论计算和仿真分析得出合适的配质量块, 重新装配后, 对空压机进行振动噪音测试。测试利用 HS5660B-X 测试仪器、传声器及配套设备, 对噪音数据进行收集分析, 并通过数据信息处理技术, 在软件中完成频率计权。整个试验室除地面外全部安装消音包。除噪音测试设备外, 还需压力表、储气罐以及电源等设备。测试空压机在表压为 0.0, 0.6 和 1.0 MPa 3 种工况下的振动噪音情况, 评价指标为声功率级, 试验布置方式如图 12 所示, 试验结果如图 13 ~ 14 所示。

从图 13 和图 14 可知, 平衡前空压机在 3 种工况下的整体振动噪音较大, 且在频率为 2.0 ~ 3.0 kHz 时



图 12 试验设备布置图

Figure 12 Layout diagram of test equipment

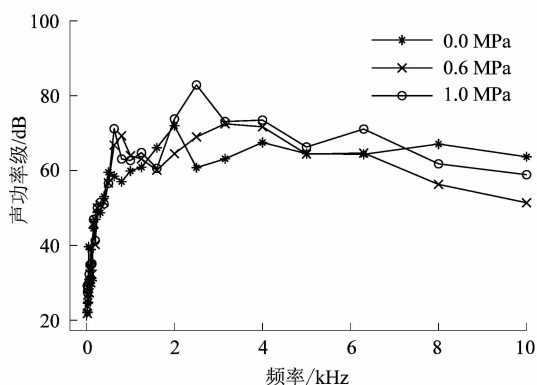


图 13 平衡前试验数据

Figure 13 Test data before balance

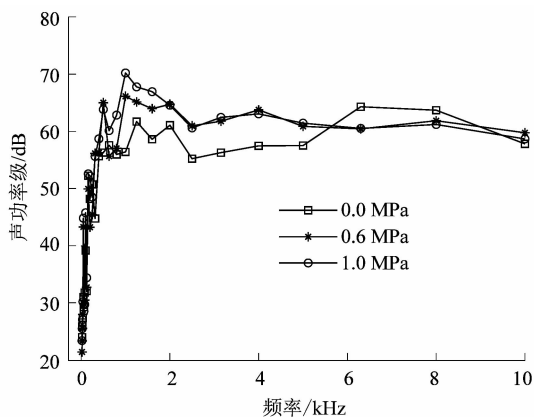


图 14 平衡后试验数据

Figure 14 Test data after balance

声功率级较大, 是噪音的主要来源。而平衡后的整体振动噪音较平衡前有所减小, 且噪音来源主要在 1.0 ~ 2.0 kHz。由于空压机工作时, 压力维持在 0.0 MPa 和 0.6 MPa 的时间短暂, 参考性较差, 且该款空压机工作压力基本维持在 1.0 MPa 附近, 因此以 1.0 MPa 压力

为参考依据,而 0.0 MPa 和 0.6 MPa 为参照。对 1.0 MPa 工况平衡前后的数据进行傅里叶变换和频谱分析,得到合计声功率级如表 3 所示,平衡后的空压机噪音降低了 17.88%,证明了空压机仿真的合理性,也验证了空压机的振动得到了改善。

表 3 1.0 MPa 工况下平衡前后对比

Table 3 Comparison before and after balance under 1.0 MPa working condition

声功率级/dB		优化率/%
平衡前	平衡后	
87.8	72.1	17.88

4 结论

课题组提出一种新型配质量块设计优化方法,并通过 ADAMS 对其进行运动学及动力学仿真分析,验证该方法的合理性。在整个理论计算及仿真分析过程中,首先依据往复式空压机的运动原理,通过理论计算得到平衡惯性力和阻力矩所需要的转动惯量,再依据所需转动惯量、小型空压机空间及曲轴尺寸,设计出对应合适的配质量块。研究结论如下:

1) 将所得到的配质量块,通过惯性力平衡条件加以验证,由于往复惯性力没办法完全被平衡,所以该款空压机 x 和 y 方向上质量与位移的积总和在一定范围内波动,但波动较小,说明整体上 2 个方向的惯性力大部分已经被平衡。此外,空压机 x 方向上质量与位移的积总和的波动大于 y 方向,则说明 x 方向惯性力波动要大于 y 方向。

2) 通过对该款空压机进行运动学仿真,得到该款空压机平衡前后总惯性力,平衡后的总惯性力明显减小,降低了 47.27%,变化范围大大减小。之后进行动力学仿真,得到了曲轴平衡前后振动力,平衡后的振动力明显减小,降低了 54.69%,数值变化范围也大幅减小。并对振动力进行频谱分析,得到平衡前后的振动力频域图,发现基频处的振动力明显减小,说明一阶惯性力减小,并得到有效改善,二阶惯性力基本没有,可以忽略。

3) 通过对空压机进行振动噪音测试,得出平衡后的空压机在 3 种工况下的整体噪音明显减小。以表压为 1.0 MPa 工况为参考依据,平衡后的空压机噪音降

低了 17.88%,表明平衡后的空压机曲柄连杆机构的振动明显改善,验证该设计方法的合理性。

参考文献:

- [1] WAN Y, XU S C, NI H S. Air compressors for fuel cell vehicles: a systematic review [J]. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2015, 4(1): 115–122.
- [2] 刘增满, 周燕飞. 活塞压缩机平衡计算和运动仿真[J]. 机械设计与制造, 2013(8): 25–27.
- [3] GAO X H, LIU Y G. Design, modeling and characteristics research of a novel self-air-cooling reciprocating compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 128: 62–70.
- [4] ZHANG S M, ZHANG T, CHEN W S, et al. The development direction of electric air compressor for vehicle [C]//2020 3rd International Conference on Advanced Electronic Materials, Computers and Software Engineering (AEMCSE). Shenzhen: IEEE, 2020: 720–722.
- [5] HU D H, LIU J, YI F Y, et al. Enhancing heat dissipation to improve efficiency of two-stage electric air compressor for fuel cell vehicle [J]. Energy Conversion and Management, 2022, 251: 115007.
- [6] 王斌. 某型乘用车空气悬架供气系统设计及匹配[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2020: 2–8.
- [7] SUN X Q, CHEN L, WANG S H, et al. Vehicle height control of electronic air suspension system based on mixed logical dynamical modelling [J]. Science China Technological Sciences, 2015, 58: 1894–1904.
- [8] 郁永章, 孙嗣莹, 陈洪俊. 容积式压缩机技术手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000: 231–243.
- [9] 卢文婷, 李志远, 边颖娜. 高压星型空压机振动分析与虚拟样机仿真[J]. 四川兵工学报, 2014, 35(5): 66–69.
- [10] 王小龙, 李志远, 冯洋威, 等. 小型往复式压缩机配重优化设计与仿真和试验研究[J]. 机械设计, 2016, 33(1): 21–24.
- [11] 李超博, 楼京俊, 张振海, 等. 往复式空压机动平衡优化设计[J]. 海军工程大学学报, 2018, 30(2): 44–48.
- [12] 屈宗长. 往复式压缩机原理[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2019: 146–148.
- [13] 宋忠尚. 活塞式压缩机动力学设计与振动仿真研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2015: 12–22.
- [14] 李超博, 楼京俊, 吴海平, 等. 星型空压机曲柄连杆机构动力学特性分析[J]. 中国舰船研究, 2018, 13(5): 97–102.
- [15] 缪仲威, 郭开波. 涡旋压缩机动平衡设计和振动研究[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(2): 158–162.
- [16] 张亢, 袁锋伟, 李春银. 电动涡旋压缩机传动系统仿真优化与振动试验[J]. 机电工程技术, 2021, 50(3): 87–89.
- [17] 杨义勇, 金德闻. 机械系统动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 45–52.