

新型双作用气浮气缸优化设计及其工况分析

钱鹏飞^{1,2}, 罗辉¹, 单位银², 邹能祥¹, 张兵¹

(1. 江苏大学机械工程学院, 212000, 江苏镇江; 2. 宁波索诺工业自控设备有限公司, 315000, 浙江宁波)

摘要: 由于普通气缸摩擦力存在时变性和不确定性,故其摩擦力无法准确获取,难以实现气缸高精度的力伺服控制。基于静压气体润滑原理并结合空气轴承结构,构建了一种带有环形卸压槽的新型双作用气浮无摩擦气缸,实现了气缸活塞与缸筒内壁间的非接触无摩擦。该气缸的气浮活塞具有独立供气的特点,解决了传统气浮气缸往复运动过程中两腔气压变化时气浮活塞承载力不够而引起的活塞与缸筒接触产生摩擦的问题。采用 Fluent 软件仿真分析了偏心量、节流孔径、气膜厚度等因素对气浮活塞径向承载力和耗气量的影响,得出了多种气膜厚度下最优的气浮活塞节流孔径;研究了偏心量、供气压力对此最优节流孔径的影响,发现了其随偏心量增大而减小、随供气压力增大而增大的规律;开展了不同工况下活塞-活塞杆组件在缸筒中非接触无摩擦运动时的受力情况分析,得出了气缸空载工况时最低供气压力以及加载工况时最大外负载力与供气压力的关系式。研究结果可为该气浮活塞外径和节流孔径参数的选取、供气压力的确定提供参考,进而达到不同工况时满足径向承载力要求后的耗气量尽可能少的目的。

关键词: 静压气体润滑;气浮活塞;无摩擦气缸;径向承载力;耗气量

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202203002 **文章编号:** 0253-987X(2022)03-0012-10



OSID 码

Optimal Design and Working Condition Analysis of a Novel Double-Acting Air-Floating Pneumatic Cylinder

QIAN Pengfei^{1,2}, LUO Hui¹, SHAN Weiyin², ZOU Nengxiang¹, ZHANG Bing¹

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212000, China;

2. Ningbo Sono Industrial Automation Equipment Co., Ltd., Ningbo, Zhejiang 315000, China)

Abstract: Due to the existence of time-varying and uncertainty, the friction force of ordinary pneumatic cylinders cannot be accurately obtained, so it is difficult to achieve high-precision force servo control of cylinder. For this reason, based on the principle of hydrostatic gas lubrication and combined with air bearing, a new type of double-acting air-floating frictionless pneumatic cylinder with annular pressure relief grooves was constructed, which realizes the non-contact between piston and inner wall of pneumatic cylinder. Through the independent air supply for the air floating piston, the problem of friction between piston and cylinder barrel caused by the insufficient bearing capacity of the air floating piston was solved, which often occurs when the pressures of the two chambers vary in the reciprocating motion of the traditional air-floating pneumatic cylinders. The influences of eccentricity, orifice diameter and film thickness on the radial bearing capacity and air consumption of the air floating piston were analyzed by Fluent

simulation, and the optimal orifice diameters of the air floating piston with various film thicknesses were obtained. The influences of eccentricity and air supply pressure on this optimal orifice diameter were further studied, and the rule of orifice diameter decreasing with eccentricity and increasing with air supply pressure was found. The force analysis of the piston-rod assembly under different working conditions was carried out, and the minimum air supply pressure under no-load condition and the relationship between the maximum external load force and the air supply pressure were obtained. The research results can provide reference for the selection of air-floating piston parameters (such as outer diameter and orifice diameter) and the determination of the air supply pressure, so as to achieve the goal of reducing the air consumption as much as possible after meeting the requirements of radial bearing capacity under different working conditions.

Keywords: hydrostatic gas lubrication; air-floating piston; frictionless pneumatic cylinder; radial bearing capacity; air consumption

气动技术是一种以压缩空气为工作介质来传递能量和信号的工程技术^[1],而气缸是一种利用缸体前后气腔压差来驱动从动件完成直线、旋转、摆动运动的气动执行元件,具有结构简单、工作可靠、寿命长等优点,是气动系统中应用较为广泛的执行元件之一^[2]。传统结构的气缸由于其摩擦力不可避免,在低速运动时容易产生时走时停的“爬行”现象,严重影响气缸性能^[3]。除此之外,活塞与缸筒的摩擦还会对气缸本身造成一些影响,例如振动、发热等一系列问题。尽管研究气缸的摩擦特性建立精确的气缸摩擦力模型很有必要^[4-6],但是从源头上掐断摩擦的产生会在精确的输出力控制方面有更直接的益处,因此开发新型的利用静压气体润滑原理的无摩擦气缸显得尤为重要。现在降低摩擦力这一层面,无摩擦气缸已经成为气缸发展的新趋势。

众多专家学者在无摩擦气缸方面做了大量的研究工作,例如,苏雅玲利用空气轴承的气浮原理设计了气体静压轴承式气缸^[7];美国 Airpot 公司推出了 Airpel-AB 系列的无摩擦气缸;路波在其零重力悬挂系统中设计了一种气悬浮无摩擦气缸^[8];孙建辉等针对无摩擦气缸抗侧向力不足的问题,提出了一种在活塞尾部增加环形卸压槽的新结构^[9];朱晓在其高精度负载系统中通过 Matlab 数值仿真得到了无摩擦气缸的优化尺寸^[10];刘昱利用粒子群优化算法对无摩擦气缸结构尺寸进行了优化^[11],并且基于气浮无摩擦气缸构建气动重力补偿系统进行控制研究^[12-14]。这些气缸都抛弃了传统的接触式密封,利用气体润滑原理实现了非接触式密封,但是这些气缸大多是单作用气缸,且其正常工作与否都受限于两腔的工作压力。

本文采用静压气体润滑技术构建出一种具有独立供气、独立排气、活塞自动调节对中等特点,其核心部件是特殊设计的气浮活塞。活塞表面设有多个周向均匀分布的节流孔,并在两端设有对称的环形卸压槽,整个活塞结构为一回转体;活塞与缸筒之间存在一定间隙,工作时在间隙内形成高压气膜实现无

1 新型气浮气缸的结构及其工作原理

基于静压气体润滑原理设计的新型双作用气浮无摩擦气缸的结构如图 1 所示。该气缸具有独立供气、独立排气、活塞自动调节对中等特点,其核心部件是特殊设计的气浮活塞。活塞表面设有多个周向均匀分布的节流孔,并在两端设有对称的环形卸压槽,整个活塞结构为一回转体;活塞与缸筒之间存在一定间隙,工作时在间隙内形成高压气膜实现无

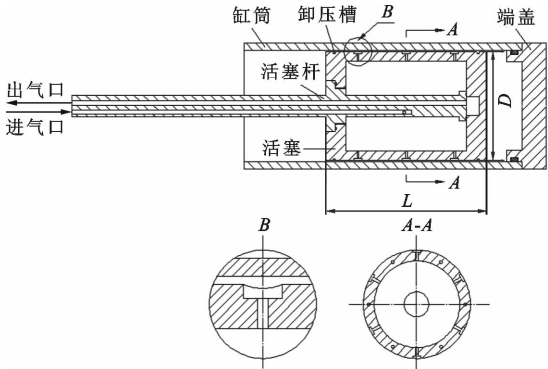


图 1 气浮无摩擦气缸结构简图

Fig. 1 Structure diagram of air-floating frictionless pneumatic cylinder

摩擦。

活塞与缸筒之间气膜的厚度,供气压力的大小,节流孔的个数、大小、排布及活塞长径比等参数都会影响无摩擦气缸的性能^[18]。在安装过程中所产生的误差、活塞-活塞杆组件的重心在气缸中的位置随活塞的运动而改变等因素,都会引起缸筒与活塞中心线不平行,进而增大摩擦力造成磨损,因此新设计的气浮活塞工作时必须具备一定的径向承载力^[19]。在满足所要求的承载条件下,该气浮气缸的设计目标是:①气浮活塞的径向承载力尽可能大;②耗气量尽可能小。由此,需要分析各个参数对径向承载力及耗气量的影响,为活塞结构参数优化设计以及合理选用提供参考。

2 基于 Fluent 仿真的优化设计

2.1 气浮活塞结构尺寸的设定

本文根据经验^[7-8]选定的参数:活塞直径、长度分别为 50、75 mm;均压腔直径为 4 mm;均压腔深度与节流孔深度分别为 1、4 mm;端面与卸压槽间距为 5 mm;卸压槽深度与宽度分别为 1、3 mm。本模型选取活塞结构为三排六孔,由研究经验可知,根据节流孔间距对活塞径向承载力的影响的变化规律是:随着节流孔间距逐渐增大,径向承载力先增大后减小。然而,由于气浮活塞的气浮特性受气膜厚度、节流孔径以及偏心率等参数的影响是相互耦合的,为了减少优化时间,本文根据经验^[18]选取节流孔间距为 20 mm,气膜厚度与节流孔径随仿真需要定义。

2.2 各参数对气浮活塞径向承载力及耗气量的影响

气浮活塞的径向承载力及耗气量受多个参数影响,主要有活塞与缸筒之间形成的气膜厚度 h 、活塞的偏心率 e 、节流孔径 d 与输入压强 p 等。本文通过仿真分析了这些参数对气浮活塞的径向承载力及耗气量的影响^[17,20]。未经特殊说明, $h=30\text{ }\mu\text{m}$, $e=5\text{ }\mu\text{m}$, $d=0.4\text{ mm}$, $p=0.4\text{ MPa}$ 。

2.2.1 仿真前处理 气浮活塞的承载能力主要由压缩空气形成的高压气膜提供,因此仿真前需要建立气膜模型。对于无偏心的活塞,因其结构对称、周向形成的气膜厚度均匀,所以只需选取图 2a 所示的 1/6 模型进行网格划分与计算^[21-22]。当活塞与缸筒之间产生偏心 e 时,因其气膜不再周向对称,所以采用如图 2b 所示的 1/2 模型进行网格划分与计算。

2.2.2 偏心率对径向承载力的影响 径向承载力是由于活塞轴线相对于缸筒轴线发生了偏离,有了

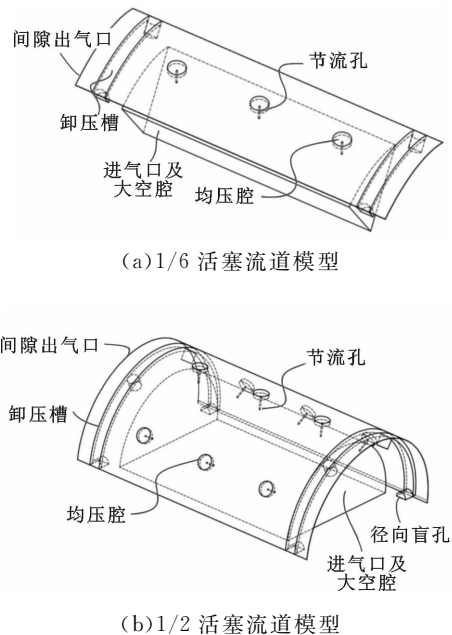


图 2 气浮活塞的流道简化模型

Fig. 2 Simplified model of the flow path of the air-floating piston

偏心率 e 而产生的。为了更直观地看到偏心率对气浮特性的影响,通过控制其他参数不变,改变偏心率的大小进行仿真,得到图 3 所示的气膜周向展开压力分布图。

如图 3a 所示,在偏心量为 0 时,周向压力大致相等,仅在节流孔处稍有不同。随着偏心率 e 的增加,两侧压力的增加速度大于中间部分,形成压力梯度差,此为活塞径向承载力形成的原因。

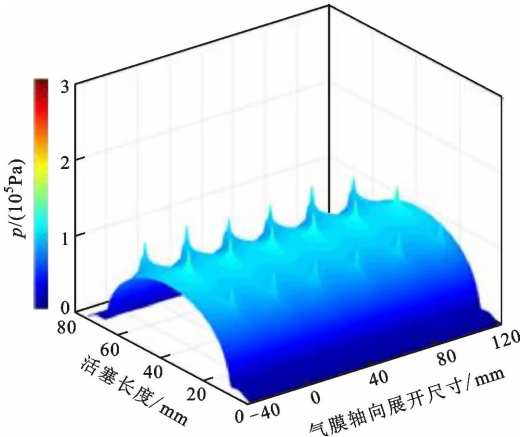
图 4 给出了径向承载力随偏心率的变化。由图 4 可以看出,活塞径向承载力随偏心率的增加而增加,但活塞径向承载力的大小有一极限值。当活塞所受的合力大于活塞径向承载力的极限值时,活塞与缸筒会产生摩擦,影响活塞性能。

2.2.3 节流孔径与平均气膜厚度对径向承载力及耗气量的影响 因小孔节流结构简单便于加工,所以采用圆柱式小孔作为气浮活塞的节流孔。节流孔径 d 与平均气膜厚度 h 分别为小孔节流与薄层流动^[23]对应的关键参数,这两个参数的变化直接影响气浮活塞的主要性能指标径向承载力。为了使径向承载力尽可能的大,即希望在较小的偏心率下具有较大的径向承载力,需要得到节流孔径 d 与平均气膜厚度 h 的内在联系。在保证其他参数不变的情况下,通过 Fluent 仿真研究节流孔对径向承载力的影响,给出了不同平均气膜厚度的径向承载力与耗气量随节流孔径的变化^[24],如图 5、图 6 所示。

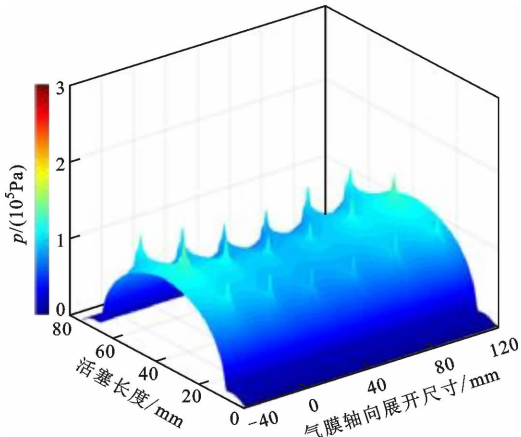
由图 5 可清晰地看到,随着节流孔径 d 从 0.1 mm 增加到 0.8 mm 时,气浮活塞的径向承载力并不是单调递增的,而是出现一个峰值;且随着气膜厚度的增加,最优节流孔径这个峰值会前移。对图 6 来说,随着节流孔径的增加,其耗气量一直在增加;且随着气膜厚度的增加,其耗气量增长幅度也增加。

2.2.4 偏心量与供气压力对最优节流孔径的影响

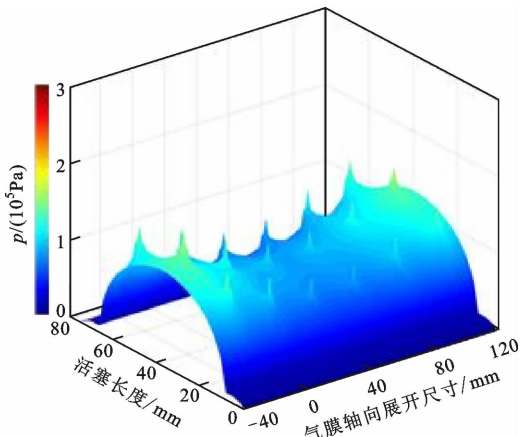
为了研究偏心量的改变是否会影响最优节流孔



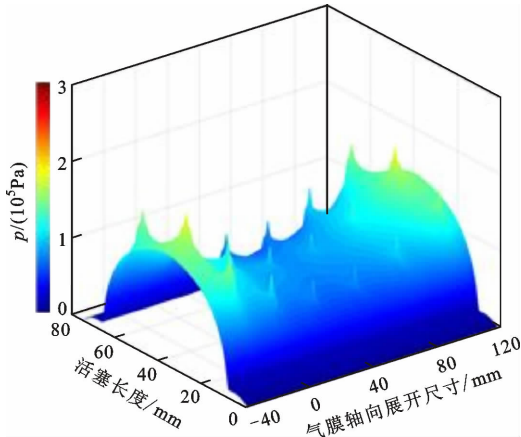
(a) $e=0\ \mu\text{m}$



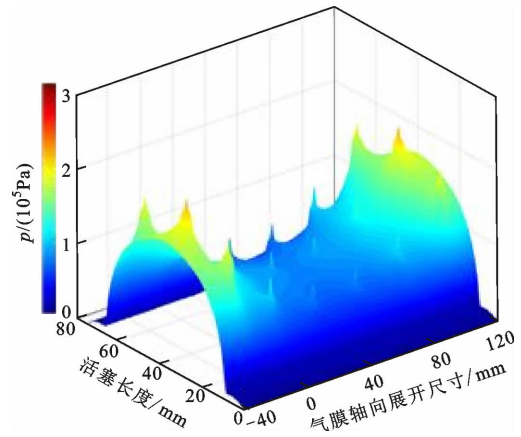
(b) $e=5\ \mu\text{m}$



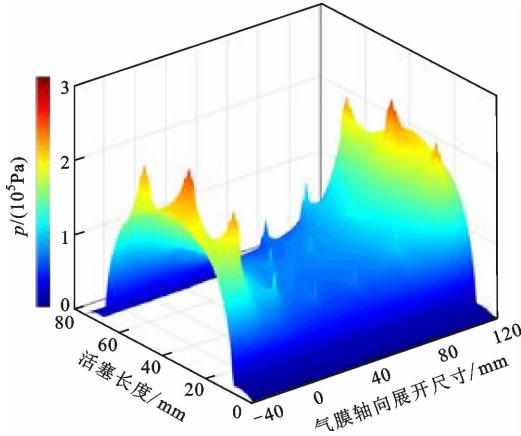
(c) $e=10\ \mu\text{m}$



(d) $e=15\ \mu\text{m}$



(e) $e=20\ \mu\text{m}$



(f) $e=25\ \mu\text{m}$

图 3 不同偏心量下的气膜周向展开压力分布图
Fig. 3 Air film pressure distribution under different eccentricity

径,将图 5 的条件中的偏心量 e 从 5 μm 改为 10、13 μm ,进一步仿真结果如图 7、8 所示。

将图 5、7、8 进行对比可知,随着偏心量 e 的增加,最优节流孔径会减小。随后进一步研究偏心量的改变对耗气量的变化趋势有何影响,结果如图 9、

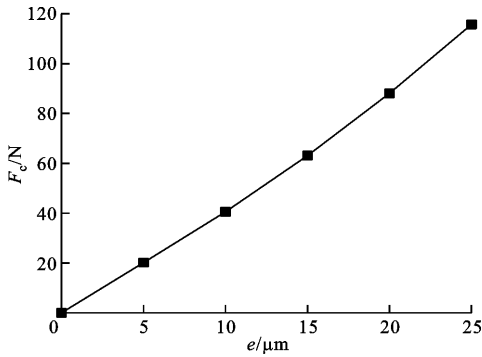


图 4 径向承载力随偏心量的变化

Fig. 4 Relationship between radial bearing capacity and eccentricity

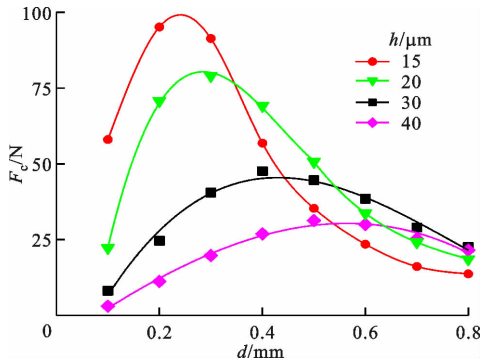


图 5 不同平均气膜厚度下径向承载力随节流孔径的变化

Fig. 5 Relationship between radial bearing capacity and orifice diameter for different average air film thickness

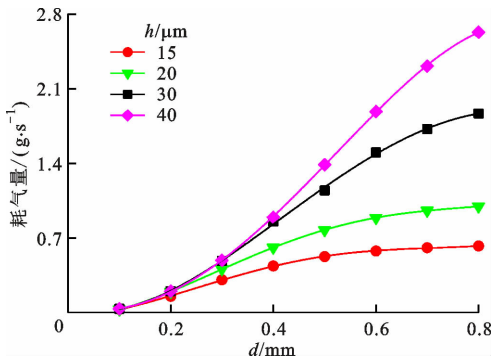


图 6 不同平均气膜厚度下耗气量随节流孔径的变化

Fig. 6 Relationship between air consumption and orifice diameter for different average air film thickness

10 所示,并将其与图 6 对比发现偏心量的改变对耗气量的变化趋势影响不大。

为研究供气压力的改变对最优节流孔径的影响,需要控制其他参数不变,改变供气压力进行仿真,得到如图 11 所示的不同供气压力下径向承载力随节流孔径的变化。由图 11 可知,随着供气压力的增加,除气浮活塞的径向承载力在增加外,其最优节

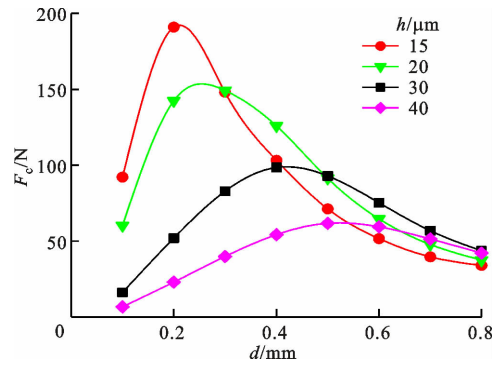


图 7 偏心量为 10 μm 时不同平均气膜厚度下径向承载力随节流孔径的变化

Fig. 7 Radial bearing capacity versus orifice diameter for different average air film thickness at 10 μm eccentricity

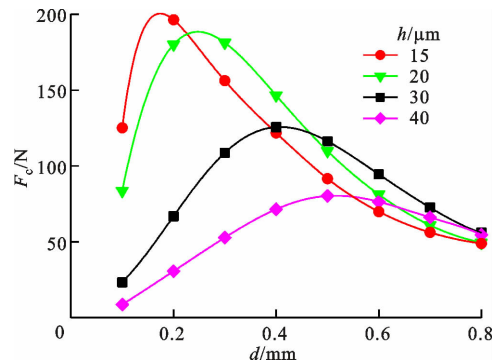


图 8 偏心量为 13 μm 时不同平均气膜厚度下径向承载力随节流孔径的变化

Fig. 8 Radial bearing capacity versus orifice diameter for different average air film thickness at 13 μm eccentricity

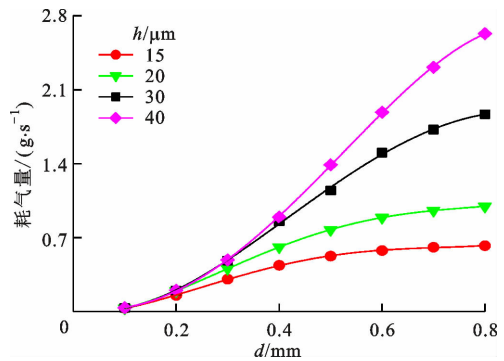


图 9 偏心量为 10 μm 时不同平均气膜厚度下耗气量随节流孔径的变化

Fig. 9 Air consumption versus orifice diameter for different average air film thickness at 10 μm eccentricity

流孔径也有所增加。因此还能通过实验室常用供气压力来进一步确定节流孔尺寸。

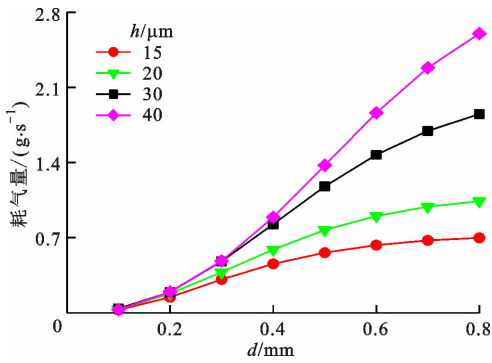


图 10 偏心量为 13 μm 时不同平均气膜厚度下耗气量随节流孔径的变化
Fig. 10 Air consumption versus orifice diameter for different average air film thickness at 13 μm eccentricity

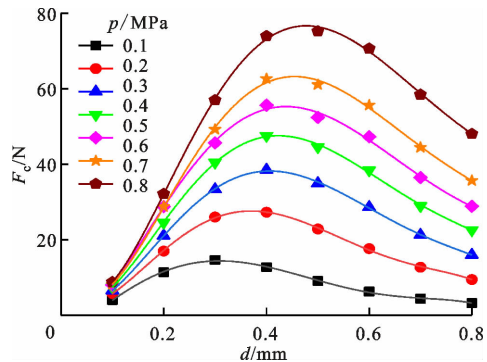


图 11 不同供气压力下径向承载力随节流孔径的变化
Fig. 11 Relationship between radial bearing capacity and orifice diameter under different supply pressures

2.3 活塞尺寸的确定

由图 5、6 可以看出,根据不同平均气膜厚度的径向承载力与耗气量随节流孔径的变化可知,平均气膜厚度越小,其径向承载力越大,耗气量也越小。此外,结合经济性与现有加工水平进行综合考量,选用平均厚度为 20 μm 的气膜,其径向承载力足够且耗气量也可接受。最后通过对比偏心量与供气压力对最优节流孔径的影响,如图 5、7、8、11 所示,综合考虑选用直径为 0.3 mm 的节流孔。

3 活塞-活塞杆组件工况分析

本节主要针对于活塞-活塞杆组件进行工况分析,并通过仿真结果计算出所设计的活塞-活塞杆组件能够在缸筒中正常工作的最低供气压力及外加负载的最大值与供气压力的关系式。此工况分析可分为以下 3 种情况:①在不加活塞杆的条件下,仅考虑活塞自重,通过仿真结果确定使活塞始终悬浮的最小供气压力;②在①的条件下增加活塞杆,组成活

塞-活塞杆组件,通过仿真结果计算出使活塞-活塞杆组件正常工作的最小供气压力;③在②的条件下,于活塞杆末端施加一个负载,通过仿真结果求得最大外负载与供气压力的关系式。

3.1 气浮活塞的力学分析

为得到承载力的最大值,需使偏心量尽可能地接近气膜厚度,因此选用偏心量为 19 μm。考虑到实验室气泵的供气压力不能超过 0.6 MPa,故选择气压为 0~0.6 MPa 进行仿真。根据仿真所得散点,采用多项式拟合绘制如图 12 所示的偏心量为 19 μm 时径向承载力随供气压力的变化曲线。同时得到供气压力 p 与径向承载力 F_c 的拟合关系式如下

$$F_c = 55.7p^2 + 418.31p - 3.998 \quad (1)$$

由于仿真得到的径向承载力为一标量,因此 F_c 需要大于 0,由此可得适用于式(1)的供气压力范围为 $0.6 \text{ MPa} \geq p \geq 0.01 \text{ MPa}$ 。

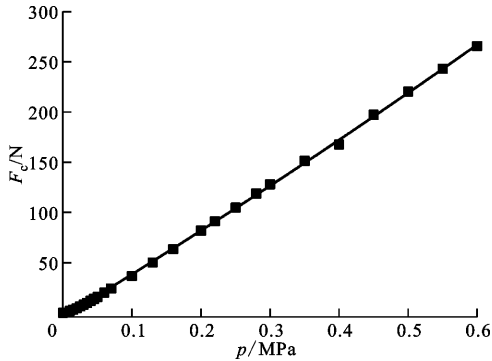


图 12 偏心量为 19 μm 时径向承载力随供气压力的变化
Fig. 12 Relationship between radial bearing capacity and air supply pressure at an eccentricity of 19 μm

图 13 给出了活塞结构及其重心示意图,由于活塞整体结构对称,内部空腔、通道大致相同,因此其重心基本位于活塞中心。将活塞模型导入 Solid works 三维软件中,设定材料为铝合金 7075,得出活塞重力为 1.93 N。对于只考虑活塞自重这一条件,此时气浮活塞正常工作的径向承载力就应等于

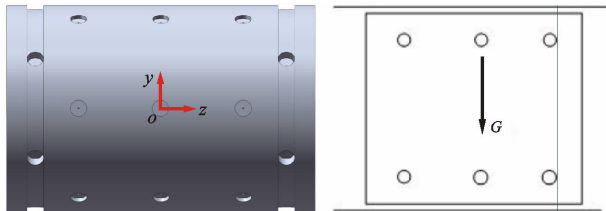


图 13 活塞结构及其重心示意图
Fig. 13 Schematic diagram of the piston and its center of gravity

活塞重力。由式(1)可知,当径向承载力为 1.93 N 时,对应的供气压力约为 14 kPa。因此,活塞始终悬浮于缸筒中,所需要的最小供气压力是 14 kPa。

3.2 活塞-活塞杆组件无负载工况分析

根据活塞与缸筒尺寸所设计的活塞杆直径为 8 mm,长度为 565 mm;其中伸入活塞内部的杆长为 65 mm,活塞外部的杆长为 500 mm,将活塞杆的材料设定为 45 钢。图 14 为活塞-活塞杆组件结构重心示意图,经过测算,重心距活塞杆最左端约为 415 mm,距活塞最右端约为 160 mm。Solid works 重心估算得出活塞-活塞杆组件总重力为 4.03 N。为了分析活塞-活塞杆组件在无负载下正常工作所需的最小供气压力,将位于活塞杆端的空气轴承提供的均匀径向承载力简化为一个位于空气轴承中心且作用于活塞杆的力 F_q ,设定其始终能提供足够的径向承载力支撑活塞杆,且方向始终竖直向上。忽略气缸前端盖厚度,活塞-活塞杆组件的受力如图 15 所示。



图 14 活塞-活塞杆组件及其重心示意图

Fig. 14 Schematic diagram of the piston-rod assembly and its center of gravity

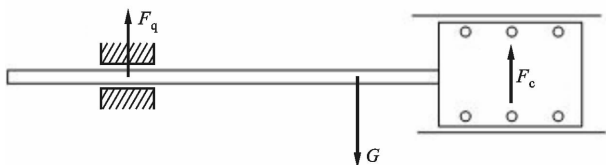


图 15 活塞-活塞杆组件的受力示意图

Fig. 15 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly

活塞-活塞杆组件在缸筒中的运动,重心的位置存在以下 3 种情况:重心介于空气轴承与活塞之间、位于空气轴承左边以及与空气轴承中心重合。为确保活塞-活塞杆组件能够正常工作,需对这 3 种情况进行分析,并通过对比计算后得到无摩擦气缸能够正常工作的最小供气压力。

图 16 给出了活塞-活塞杆组件重心介于空气轴承与活塞之间的情况。由力矩平衡可知^[25], F_c 的方向竖直向上。因为对于选定的活塞-活塞杆组件,其重心位置确定,所以将径向承载力 F_c 与重心 G 之间的固定距离 L 设为 122.5 mm。将活塞-活塞杆组件重心与空气轴承中心之间的距离设定为变量

x 。以空气轴承为支点,可得如下力矩平衡方程

$$Gx - F_c(L + x) = 0 \quad (2)$$

变换式(2),并对 x 求导,可得

$$F_c = \frac{Gx}{L + x} \quad (3)$$

$$\frac{dF_c}{dx} = \frac{GL}{(L + x)^2} > 0 \quad (4)$$

由式(4)可知, F_c 随 x 的增加而增加,故当 x 最大时, F_c 取得最大值,而当活塞运动到最右端时,此时 x 最大。由无摩擦气缸的设计尺寸可知,当活塞运动到最右端时,活塞杆左端距空气轴承中心为 30 mm。所以此时 $x = 385$ mm, $G = 4.03$ N。将 G 、 L 、 x 代入式(3),可求得 $F_c = 3.06$ N。根据式(1)可得此时供气压力约为 17 kPa。

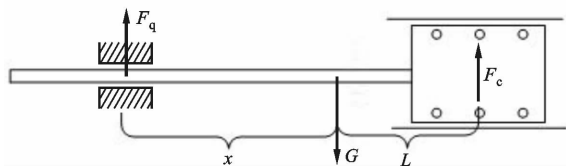


图 16 活塞-活塞杆组件重心介于空气轴承与活塞之间的受力

Fig. 16 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly when the center of gravity is between the air bearing and the piston

当活塞-活塞杆组件的重心位于空气轴承左侧时,根据力矩平衡得 F_c 的方向应竖直向下,其受力简图如图 17 所示。以空气轴承中心为支点进行受力分析,可得力矩平衡方程

$$Gx - F_c(L - x) = 0 \quad (5)$$

变换式(5),并对 x 求导,可得

$$F_c = \frac{Gx}{L - x} \quad (6)$$

$$\frac{dF_c}{dx} = \frac{GL}{(L - x)^2} > 0 \quad (7)$$

由式(7)可知, F_c 随 x 的增加而增加,故当 x 最大时, F_c 能取得最大值。当活塞-活塞杆组件运动至最左端时 x 最大。由于忽略了活塞前端盖厚度,

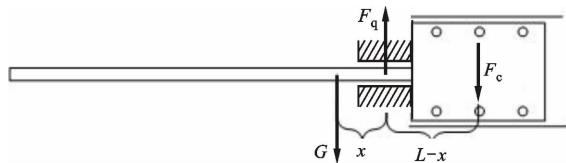


图 17 活塞-活塞杆组件重心位于空气轴承左侧时的受力

Fig. 17 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly when the center of gravity is to the left of the air bearing

假设活塞左端与空气轴承右端重合,可得 $x = 75$ mm;将 G 、 L 、 x 代入式(6)得到 $F_c = 6.3$ N,再代入式(1)可得到此时供气压力约为 25 kPa。

图 18 给出了活塞-活塞杆组件重心与空气轴承中心重合时的受力,空气轴承提供的径向承载力与重力平衡,此时 $F_c = 0$ 。

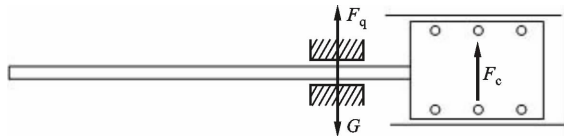


图 18 活塞-活塞杆组件重心与空气轴承中心重合时的受力
Fig. 18 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly when the center of gravity coincides with the center of air bearing

综上可知,活塞-活塞杆组件在缸筒中正常运动时的最低供气压力约为 25 kPa。

3.3 活塞-活塞杆组件有负载工况分析

针对于在活塞杆末端增加负载这一工况,利用仿真结果计算无摩擦气缸能够正常运行的最大负载 F_z ;即研究活塞在最大供气压力下,活塞-活塞杆组件所能承受的最大负载,其中设供气压力最大值为 p_m 。

图 19 给出了活塞-活塞杆组件重心介于空气轴承与活塞之间的受力,由力矩平衡可知,为使负载最大,需使径向承载力 F_c 竖直向下。

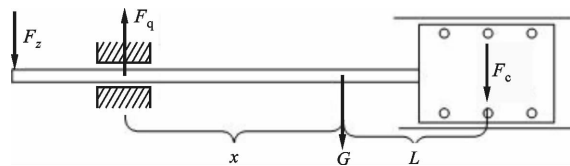


图 19 加载情况下活塞-活塞杆组件重心位于空气轴承与活塞之间的受力
Fig. 19 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly when the center of gravity is between the air bearing and the piston under load

以空气轴承中心为支点进行受力分析,可得力矩平衡方程

$$Gx + F_c(L + x) - F_z(415 - x) = 0 \quad (8)$$

变换式(8),并对 x 求导,可得

$$F_z = \frac{Gx + F_c(L + x)}{(415 - x)} \quad (9)$$

$$\frac{dF_z}{dx} = \frac{(G + F_c)415 + F_cL}{(415 - x)^2} > 0 \quad (10)$$

由式(10)可知, F_c 随 x 的增加而增加。为保证

气浮活塞在整个行程中都正常工作,需求在最大供气压力与最大偏心量的条件下,活塞运行过程中所能承受的最小负载 F_z ;故当 x 最小时, F_z 能得到最小值。图 20 给出了重心与空气轴承中心重合时活塞-活塞杆组件的受力,此时 x 最小为 0;最大供气压力为 p_m ,与式(1)一同代入式(9)可得

$$F_z = 16.442p_m^2 + 123.477p_m - 1.180 \quad (11)$$

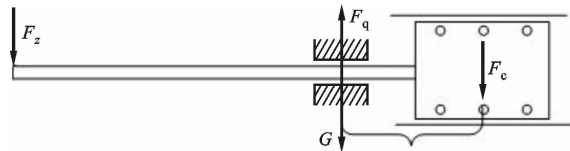


图 20 加载情况下活塞-活塞杆组件重心与空气轴承中心重合时的受力
Fig. 20 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly when the center of gravity coincides with the center of the air bearing under load

图 21 给出了加载下重心位于空气轴承左侧时活塞-活塞杆组件的受力,根据力矩平衡可得 F_c 的方向竖直向下。对此以空气轴承中心为支点,可得力矩平衡方程

$$Gx + F_z(415 + x) - F_c(L - x) = 0 \quad (12)$$

变换式(12),并对 x 求导,可得

$$F_z = \frac{F_c(L - x) - Gx}{(415 + x)} \quad (13)$$

$$\frac{dF_z}{dx} = \frac{-F_cL - 415(F_c + G)}{(415 + x)^2} < 0 \quad (14)$$

由式(14)可知, F_z 随 x 的增加而减小,故当 x 最大时, F_z 能得到最小值。则当活塞-活塞杆组件运动至最左端时, $x = 75$ mm;与式(1)一同代入式(13)中可得

$$F_z = 5.399p_m^2 + 40.55p_m - 1.005 \quad (15)$$

由于假定的供气压力范围为 $0.6 \text{ MPa} \geq p \geq 0.01 \text{ MPa}$,因此式(11)恒大于式(15),由此可得最大负载不能超过 $5.399p_m^2 + 40.55p_m - 1.005$ 。

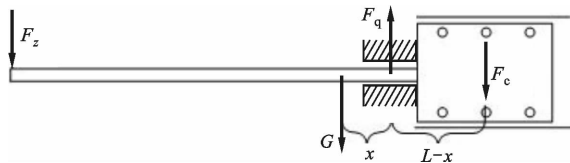


图 21 加载情况下活塞-活塞杆组件的重心位于空气轴承左侧时的受力
Fig. 21 Schematic diagram of the forces on the piston-rod assembly when the center of gravity is to the left of the air bearing under load

4 结 论

为使设计的新型双作用气浮无摩擦气缸拥有更好的静压气体润滑效果,利用仿真手段分析了偏心率、节流孔径与平均气膜厚度对活塞径向承载力及耗气量的影响,并从中得到了各气膜厚度下径向承载力最优的活塞节流孔径。此外,进一步研究了偏心率与供气压力对活塞最优节流孔径的影响,为活塞尺寸的选择提供理论依据。

利用仿真结果开展了不同工况下活塞-活塞杆组件在缸筒中非接触无摩擦运动时的受力情况分析,得出了气缸空载工况时最低供气压力、加载工况时最大外负载力与供气压力的关系式,为气浮活塞供气压力的确定提供参考。

参考文献:

- [1] 吴振顺. 气压传动与控制 [M]. 2 版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2009: 1-5.
- [2] 路甬祥. 液压气动技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 1-3.
- [3] 金鑫. 气浮式无摩擦气缸静态特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2016: 13-29.
- [4] BELFORTE G, CONTE M, BERTETTO A M, et al. Experimental and numerical evaluation of contact pressure in pneumatic seals [J]. Tribology International, 2009, 42(1): 169-175.
- [5] 孔祥臻, 王勇, 蒋守勇. 基于 Stribeck 模型的摩擦颤振补偿 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(5): 68-73. KONG Xiangzhen, WANG Yong, JIANG Shouyong. Friction chatter-compensation based on Stribeck model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(5): 68-73.
- [6] SCHROEDER L E, SINGH R. Experimental study of friction in a pneumatic actuator at constant velocity [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1993, 115(3): 575-577.
- [7] 苏雅玲. 气静压轴承式气压缸及定位平台设计与控制之研究 [D]. 台南: 成功大学, 2005: 48-70.
- [8] 路波. 零重力环境模拟气动悬挂系统的关键技术研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2009: 25-43.
- [9] 孙建辉, 周丹锋, 袁巧玲. 带卸压槽的微摩擦气缸 Fluent 仿真分析 [J]. 中国机械工程, 2015, 26(4): 491-496. SUN Jianhui, ZHOU Danfeng, YUAN Qiaoling. Analyses on a new type of tiny friction pneumatic cylinder with pressure relief groove [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(4): 491-496.

- [10] 朱晓. 无摩擦气缸及高精度气动负载系统研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2016: 37-70.
- [11] 刘昱, 赵国新. 基于粒子群优化算法的无摩擦气缸结构优化 [J]. 系统仿真学报, 2018, 30(9): 3564-3570. LIU Yu, ZHAO Guoxin. Optimization of frictionless cylinder-structure based on PSO [J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(9): 3564-3570.
- [12] 刘昱, 王涛, 赵国新, 等. 气动重力补偿系统的压力控制 [J]. 机械工程学报, 2018, 54(16): 212-219. LIU Yu, WANG Tao, ZHAO Guoxin, et al. Pressure control of pneumatic gravity compensation system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(16): 212-219.
- [13] 刘昌龙, 刘昱, 王安. 模型参考自适应的无摩擦气缸控制的研究 [J]. 北京石油化工学院学报, 2018, 26(4): 58-62. LIU Changlong, LIU Yu, WANG An. Research on model reference adaptive control for frictionless cylinder [J]. Journal of Beijing Institute of Petrochemical Technology, 2018, 26(4): 58-62.
- [14] LIU Yu, PENG Feng, HUA Zhen, et al. Improved model-free adaptive control of pneumatic gravity compensation system [J]. Journal of Advanced Computational Intelligence and Intelligent Informatics, 2020, 24(3): 357-365.
- [15] 江苏大学. 一种通用的双作用气浮无摩擦气缸: 镇江, CN201721624619.5 [P]. 2017-11-29.
- [16] 浙江工业大学. 双作用气悬浮无摩擦气缸: 杭州, CN201210595010.5 [P]. 2012-12-31.
- [17] 马涛, 戴惠良, 刘思仁. 基于 FLUENT 的液体动静压轴承数值模拟 [J]. 东华大学学报(自然科学版), 2010, 36(3): 279-282. MA Tao, DAI Huiliang, LIU Siren. Numerical simulation study on liquid hybrid bearing based on FLUENT [J]. Journal of Donghua University(Natural Science), 2010, 36(3): 279-282.
- [18] 路波, 陶国良, 刘昊, 等. 气悬浮无摩擦气缸的结构多目标优化设计 [J]. 中国机械工程, 2008, 19(14): 1681-1686. LU Bo, TAO Guoliang, LIU Hao, et al. Structural multi-objective optimization design of air-suspending frictionless pneumatic cylinders [J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(14): 1681-1686.
- [19] 路波, 陶国良, 刘昊. 零重力模拟气动悬挂系统的开发及关键技术 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2009, 43(5): 890-896. LU Bo, TAO Guoliang, LIU Hao. Development and key technologies of pneumatic suspension system for

- zero-gravity simulation [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2009, 43(5): 890-896.
- [20] YAO Yansheng, ZHANG Keren, YU Zhen, et al. Research on a new frictionless air cylinder [J]. Advanced Materials Research, 2011, 308/309/310: 859-863.
- [21] 李国芹, 吕胜宾, 岳红新. 基于 Fluent 的空气静压径向轴承静态性能分析 [J]. 机床与液压, 2012, 40(9): 138-140, 143.
- LI Guoqin, LV Shengbin, YUE Hongxin. Static performance analysis of aerostatic radial bearing based on fluent [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(9): 138-140, 143.
- [22] 孙建辉, 倪旭光, 袁巧玲, 等. 基于 Fluent 的无摩擦气缸活塞结构设计仿真 [J]. 机电工程, 2013, 30(8): 933-936.
- SUN Jianhui, NI Xuguang, YUAN Qiaoling, et al. Structure design and simulation of frictionless cylinder-piston based on Fluent [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2013, 30(8): 933-936.
- [23] 周丹锋. 气浮恒张力装置 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2015, 20-49.
- [24] 孙建辉, 王威翔. 无摩擦气缸活塞降低耗气量的 FLUENT 仿真 [J]. 液压气动与密封, 2016, 36(10): 3-6.
- SUN Jianhui, WANG Weixiang. Fluent simulation of reducing gas consumption for friction free cylinder piston [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2016, 36(10): 3-6.
- [25] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学: I [M]. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2016: 25-60.

(编辑 武红江)