

DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2013.08.008

基于Fluent的无摩擦气缸活塞结构设计仿真*

孙建辉¹, 倪旭光¹, 袁巧玲¹, 单晓杭¹, 周海清²

(1. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014; 2. 杭州宇测科技有限公司, 浙江 杭州 310014)

摘要: 针对现有气缸-活塞结构径向承载力低、耗气量大以及工作失稳等问题, 结合空气轴承的设计思路, 提出了一种新颖的无摩擦气缸活塞的设计方法。利用流体仿真软件Fluent, 建立了无摩擦气缸活塞的流体模型, 并得到了气膜沿活塞轴向的压力分布情况; 同时, 采用传统理论计算与Fluent仿真计算进行了对比研究, 得到了活塞偏心率与径向承载力的关系。研究表明, 传统理论计算与Fluent仿真计算结果基本吻合, 后者在偏心率处于(0.1~0.3)范围内时, 承载力计算误差低于3.2%; 并且偏心率越小, 仿真计算误差越小, 说明利用Fluent对气缸活塞结构设计具有正确性以及可靠性。

关键词: 空气轴承; 无摩擦气缸活塞; Fluent

中图分类号: U463.131; TH133 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2013)08-0933-04

Structure design and simulation of frictionless cylinder-piston based on Fluent

SUN Jian-hui¹, NI Xu-guang¹, YUAN Qiao-ling¹, SHAN Xiao-hang¹, ZHOU Hai-qing²

(1. School of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

2. Hangzhou Yuce Co. Ltd., Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the low radial bearing capacity, high gas consumption and working instability of the current cylinder-piston, combining with the ideas of air bearing, a more innovative frictionless cylinder-piston was presented. Based on the CFD software Fluent, the frictionless cylinder-piston fluid modal was established and the distribution of pressure along the axial direction of the piston was obtained. And comparing the method of traditional theory calculation and Fluent simulation, the relationship between eccentricity and radial bearing capacity was acquired. It is proved that the result of the traditional theory calculation and Fluent simulation is basically the same. And the latter's calculation result of the bearing capacity is less than 3.2% when eccentricity is in the range of 0.1 to 0.3. The smaller the eccentricity is, the smaller the error of simulation is. The results indicate that the design of cylinder-piston based on Fluent is validity and reliable.

Key words: air bearing; frictionless cylinder-piston; Fluent

0 引言

传统的气缸-活塞结构通过提高加工精度, 或者采用特殊的低摩擦材料或者脂润滑来减小摩擦力。德国FESTO公司采用特殊的密封技术^[1], 具有很小的滑行阻力, 其启动气压可达0.005 MPa, 在工作气压为0.5 MPa时, 标准气缸活塞结构的摩擦力可达40 N, 而

低摩擦气缸的摩擦力只有10 N。日本SMC公司采用滚珠导向套技术, 通过改变摩擦形式来减小摩擦。以上的气缸-活塞结构不是真正意义上的无摩擦, 只能是低摩擦。近年来, 出现了采用气体润滑技术设计的无摩擦气缸活塞^[2-4], 利用活塞与气缸壁间具有一定承载力的气膜作为润滑剂, 大幅地减小了气缸-活塞的摩擦力。但这种结构存在不足, 即当活塞上、下端面

收稿日期: 2012-09-05

基金项目: 浙江省自然科学基金资助项目(Y1111137)

作者简介: 孙建辉(1955-), 男, 浙江杭州人, 教授, 硕士生导师, 主要从事机电一体化方面的研究。E-mail: sjh195@zjut.edu.cn

压差过大,容易导致其工作失稳。

在超低频模态测试悬挂系统中^[5-6],需要保证系统引入的摩擦力小于被测试件自身重力的万分之一,且工作稳定。现有的气缸-活塞结构无法实现,必须从根本上改变其结构,本研究可开发设计出满足要求的无摩擦气缸-活塞结构。

1 无摩擦气缸-活塞工作原理

在超低频模态测试悬挂系统应用中,无摩擦气缸-活塞除了提供平衡被测试件自身重力的悬挂力之外,必须尽可能地降低活塞在竖直方向运动的摩擦力,使其接近于零,再配合电磁控制子系统补偿活塞运动时引起的气压波动,使悬挂系统的等效刚度为零,满足悬挂件自由-自由边界条件^[7-8]。无摩擦气缸-活塞的结构示意图如图1所示。

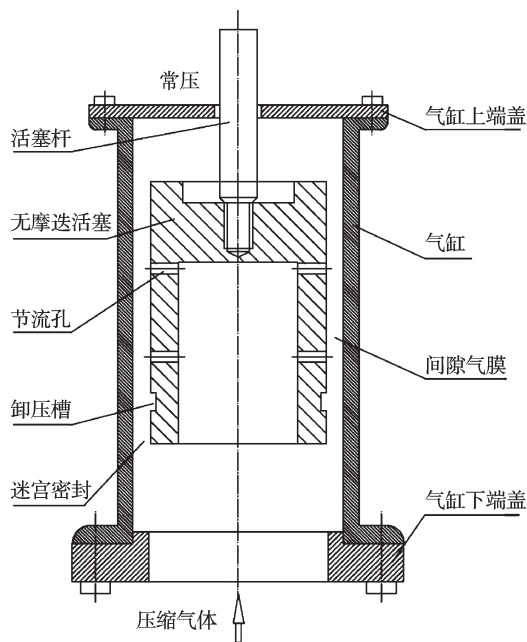


图1 无摩擦气缸-活塞示意图

压缩空气作用于活塞表面,可以通过改变气压大小来调节悬挂力的大小,同时压缩空气经过节流孔流入气缸内壁与活塞外壁之间,形成了具有一定支撑力以及刚度的润滑气膜。从图1中可以看出,活塞靠近高压区端面采用迷宫密封,同时活塞周向均匀开有卸压槽,使得高压气体可以从活塞上端面流出通往大气,节流孔两侧润滑气膜的边界均为大气,那么就将活塞的结构设计等效为对空气轴承的设计,这种方法避免了活塞上、下端因压差过大而导致工作失稳的情况。

无摩擦气缸活塞设计的关键是提高活塞径向承载力,降低气体泄漏量。但是活塞的结构参数较多,主要包括活塞直径 D 、长度 L 、周向节流孔个数 n 、节

流孔排数 m 、平均气膜厚度 h_0 和节流孔直径 d_0 等。需要根据实际情况,如要求最低耗气量、最大承载力或最大刚度,此时就要调节各个结构参数以满足要求。

2 建立模型

2.1 几何模型

由于气缸与活塞间的气膜厚度与气膜周向长度的比值约为 $10^{-4} \sim 10^{-3}$,可以不考虑气膜的曲率半径对于气膜周向展开的影响。设活塞直径为 D ,长度为 L ,将气膜沿活塞周向展开,将展开后的气膜按周向节流孔个数 n 平均等分,每一份气膜的宽 b 为 $\pi D/n$,且高为 h_i ,长为 L ,由于活塞与气缸在垂直运动过程中可能出现偏心,每等份的 h_i 均不一样。气膜周向展开后的示意图如图2所示。

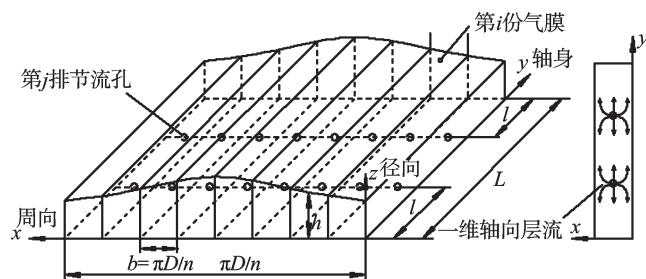


图2 气膜周向展开

为了工程计算简化,本研究假定:①压缩空气经过节流孔后呈现一维轴向流动,沿径向与周向均无速度分量,若周向节流孔个数 n 越大,那么就接近假设情况,计算的结果误差也越小;②对于每一份气膜,假定节流孔处的气膜厚度作为其平均厚度。

2.2 径向承载力模型

空气轴承的承载能力主要由压缩空气形成的气膜提供。对于径向轴承,如气缸活塞结构,若无偏心,由于活塞结构对称,周向的气膜厚度均匀,使得活塞受到的合力为零,此时无径向承载力。只有当活塞与气缸产生偏心 e ,导致气膜厚度不均匀,活塞受到的合力才不为零,产生径向承载力。此时气膜最大处 $h_{\max}$ 气阻最小,相应的压力最小;气膜最小处 $h_{\min}$ 气阻最大,相应的压力最大。将气膜沿周向平均等分成 n 份,每一份气膜提供的承载力为 F_i ,由于气膜沿竖直方向对称,则其沿水平方向的分力 $F_i \sin \alpha$ 将抵消,此时活塞的承载力 W 为每份 F_i 沿竖直方向的矢量和,气膜受力分析如图3所示。

由流体力学公式推导可知,气膜径向压力矢量和为:

$$W = 2R \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n \left[p_{di}(L-2l) + 2 \int_0^l p dx \right] \cos \alpha_i \quad (1)$$

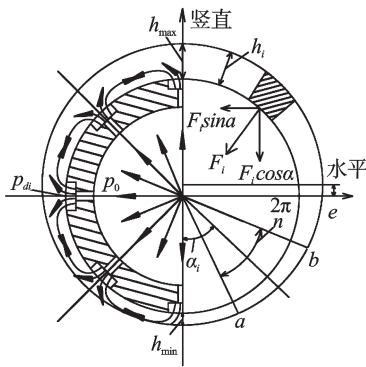


图3 活塞径向承载力模型

式中: R —活塞半径, n —气膜平均等份数, p_{di} —每个节流孔后气压, L —气膜长度, l —节流孔到气膜端面的轴向距离, p —气膜在 l 处的气压, x —轴向位移, α_i —第 i 等份气膜弧 ab 合力方向与竖直方向夹角。

轴向气压 p 与轴向位移 x 的关系为:

$$p = \sqrt{p_{di}^2 - (p_{di}^2 - p_a^2) \frac{x}{L}} \quad (2)$$

式中: p_{di} —每个节流孔后气压, p_a —大气压。

设供气压力比 $\sigma = p_a/p_0$, 活塞长为 L , 直径为 D , 用 C_w 表示承载能力系数, 将式(2)代入式(1)并整理得:

$$C_w = \frac{W}{LDp_0} = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n K_i \cos \alpha_i \quad (3)$$

其中:

$$K_i = \left[\frac{L-2l}{L} + \frac{4l}{3L} \frac{1 - \left(\frac{\sigma}{\beta_i} \right)^3}{1 - \left(\frac{\sigma}{\beta_i} \right)^2} \right] \beta_i \quad (4)$$

式中: β_i —节流孔后气压与供气气压比, $\beta_i = p_{di}/p_0$ 。

p_{di} 与气膜厚度 h_i 相关, 偏心距 e 决定了每份气膜的厚度:

$$h_i = h_0 - e \cos \alpha_i \quad (5)$$

为了方便工程计算, 可以查表得出 β_i 的值, 那么根据式(3~5)可以推导出气膜的承载力 W 与偏心距 e 的关系:

$$W = f(e) \quad (6)$$

另外, 本研究设 K_w 为气膜的刚度, 其数值为:

$$K_w = [W(e + \Delta e) - W(e)] / \Delta e \quad (7)$$

即 $W-e$ 曲线的斜率度量了因偏心而引起的承载力变化大小。本研究设计无摩擦气缸-活塞的目的就是要保证其侧向承载力 W 与刚度 K_w 越大越好。

3 Fluent 建模仿真计算

3.1 无摩擦气缸-活塞结构设计参数

设计时主要考虑的结构尺寸参数包括 D 、 L 、 n 、

l 、 h_0 、 d_0 、 ε 等参数, 具体取值范围如表1所示。

表1 无摩擦气缸活塞结构仿真主要参数

参数	符号	取值范围	单位
活塞直径	D	50	mm
活塞长度	L	75	mm
周向节流孔个数	n	8	
轴向节流孔排数	m	2	
节流孔轴向定位	l/L	1/3	mm
气膜平均厚度	h_0	30	μm
节流孔直径	d_0	0.3	mm
气腔深度	h_1	$0.2(>d_0/4-h_0)$	mm
气腔直径	d_1	$3(>d_0^2/4h_0)$	mm
进气气压	P_0	4.559×10^5	Pa
偏心率	$\varepsilon = e/h_0$	0~1	

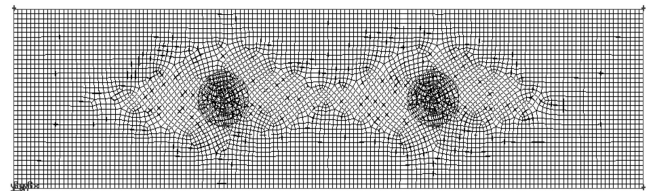
3.2 各等份气膜承载力仿真

在 Gambit 下建立每等份气膜 i 的模型, 由表1的仿真参数得, 气膜宽 $b = \pi D/n = 19.6 \text{ mm}$, 气膜长 $L = 75 \text{ mm}$, 根据前面的假设情况②以及公式(5), 偏心率 $\varepsilon = e/h_0$ 依次取 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 那么 h_i (单位: μm) 的取值如表2所示(根据图3, 气膜沿竖直方向对称, 所以省去第5~8份气膜仿真计算)。

表2 各等分气膜厚度 h_i 取值(单位: μm)

序号	α_i	h_i	ε			
			0.2	0.4	0.6	0.8
1	22.5	h_1	24.5	18.9	13.4	7.8
2	67.5	h_2	27.7	25.4	23.1	20.8
3	112.5	h_3	32.3	34.6	36.9	39.2
4	157.5	h_4	35.5	41.2	46.6	52.3

根据表2中的值, 分别建立 $\varepsilon = 0.2 \sim 0.8$ 时对应的第1~4等份的气膜模型, 并且划分网格, $\varepsilon = 0.2$ 时, 气膜厚度 $h_1 = 24.5 \mu\text{m}$ 的网格模型如图4所示。

图4 第 i 等份气膜网格模型

将生成的 mesh 文件导入 Fluent 后设定压力边界条件 $P_a = 1.013 \times 10^5$, $P_0 = 4.559 \times 10^5$, 得到活塞轴向位移与压力分布曲线分布情况如图5所示。

在 Fluent 里设置好承载力矢量方向为 $(0, -1, 0)$, 由解算器得到此时的气膜承载力 $W_1 = 110.5 \text{ N}$ 。

重复以上步骤, 分别得到不同的 ε 对应的 $W_2 \sim W_4$, 总承载力按下式计算:

$$W_{\text{总}} = 2 \sum_{i=1}^4 W_i \cos \alpha_i \quad (6)$$

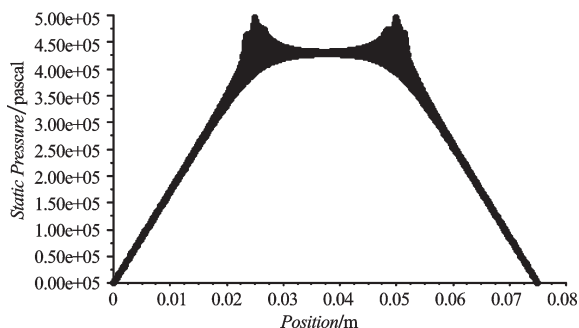


图5 活塞轴向位移-压力曲线

承载力 W 与偏心率 ε 的对应关系如表3所示。

表3 偏心率 ε —承载力 W

W - ε	$\varepsilon=0.1$	$\varepsilon=0.2$	$\varepsilon=0.4$	$\varepsilon=0.6$
W_1/N	93.1	110.5	138.5	180.2
W_2/N	92.5	102.3	110.7	112.1
W_3/N	85.2	78.4	70.2	61.8
W_4/N	74.1	66.9	55.5	46.3
W_{Σ}/N	60.1	116.3	198.9	298.0

3 承载力计算结果对比

改变不同的供气压力,分别选取供气压力比 $\sigma = 1/3, 1/4, 1/5$, 气膜平均厚度 $h_0 = 30 \mu\text{m}$, 节流孔直径 $d_0 = 0.3 \text{ mm}$, 依次取 ε 值为(0.1~0.6)做计算,可得到理论计算和Fluent仿真计算的活塞承载力与偏心率的 W - ε 曲线如图6所示。

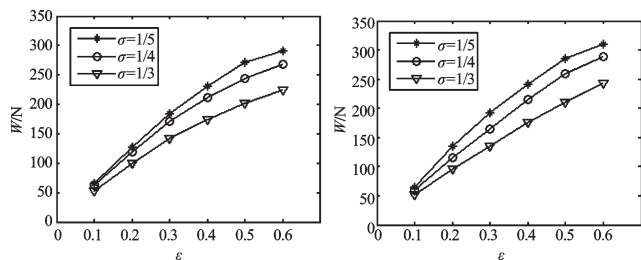


图6 偏心率与承载力曲线

由于理论计算假定了节流孔后的气流为一维轴向层流,实际上气体的流动还得考虑环流效应以及扩散效应对于压力分布的影响,通常会用承载修正系数对结果加以修正以达到接近实际结果的目的,本研究采用的理论计算方法对于轴承长径比小于2时,经过修正后其承载力的误差在10%左右^[9];从图6中可以看出,偏心率 ε 处于(0.1~0.3)之间的平均误差为3.2%,处于(0.4~0.6)间平均误差为8.2%。分析可知,偏心率越小,承载力的Fluent仿真计算结果与理论计算误差越小,反之相反。这是由于Fluent的仿真计算模型是在上文所述的假设②的前提下建立的,偏心率越大,假设②越不成立,即偏心率大时,每等份气膜的厚度就不能近似为节流孔处的气膜厚度。

由于本研究采用的工程理论计算方法无法像有限元法一样能够得到精确解,但是在实际应用中比较方便快捷^[10-12],Fluent仿真计算也大大简化了计算过程,对于设计活塞结构参数具有参考价值。

4 结束语

本研究简要介绍了超低频模态测试悬挂装置的核心无摩擦气缸-活塞的工作原理,结合空气轴承的设计思路,解决了现有气缸-活塞结构工作失稳的问题。同时,本研究分析了活塞在气缸内径向的受力情况,在Gambit下建立了气缸-活塞间气膜的物理模型,通过Fluent计算求得了气膜沿活塞轴向的压力分布情况,以及不同偏心率 ε 下对应的每一等份气膜的承载力。对与给定不同的供气压力比,得出了工程理论计算与Fluent计算下承载力 W 与偏心率 ε 的关系曲线,通过分析得知在一定范围内Fluent的计算结果真实可靠,对于活塞的结构设计具有借鉴意义。

参考文献(References):

- [1] 王雄耀. 低速气缸与高速气缸[J]. 机械工程师, 2000(1): 34-35.
- [2] CORTEVILLE B, BRUSSEL H V, AL-BENDER F, et al. The Development of a Frictionless Pneumatic Actuator: a Mechatronic Step Towards Safe Human-robot Interaction [C]. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Mechatronics, Taipei, Taiwan, 2005.
- [3] 姚燕生. 无摩擦气缸的设计与实验研究[J]. 机械设计, 2009, 27(Z): 316-318.
- [4] 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.
- [5] 孙建辉, 王时杰, 单晓杭, 等. 模态实验悬挂系统附加质量惯性力抑制效果检验技术研究[J]. 轻工机械, 2010, 28(4): 87-90.
- [6] 洪小其, 戴尚坤, 王时杰. 基于C8051F040的高精度气压控制模态测试悬挂系统[J]. 机电工程, 2011, 28(1): 106-110.
- [7] KIENHOLZ D A. Simulation of the Zero-gravity Environment for Dynamic Testing of Structures [C]. Proceeding of the 19th Space Simulation Conference. Baltimore, 1996.
- [8] 夏益霖. 自由-自由结构模态试验中附加影响的消除方法[J]. 强度与环境, 1991(4): 32-38.
- [9] 刘瞰, 刘育华, 陈世杰. 静压气体润滑[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990.
- [10] 龙威, 李军, 包钢. FLUENT软件在空气轴承研究领域的应用[J]. 机床与液压, 2006(6): 151-153.
- [11] 董增勇, 李伟. 微型动静压轴承FLUENT仿真研究[J]. 轻工机械, 2012, 30(3): 36-39.
- [12] 王迎, 王秋晚, 陈安科, 等. 环环节流孔径向静压气体轴承的数值仿真[J]. 机械, 2012, 39(1): 31-34, 55.

[编辑: 张翔]