

新技术开发

# 一种新型的钢球增力液压夹具

苏东宁, 钟康民

(济南大学, 山东 济南 250000)

**摘要:**介绍了一种新型的钢球增力液(气)夹具,推出了其理论增力系数和实际增力系数的计算公式,并对它与其他两种钢球增力液压夹具的性能进行了比较。

**关键词:**对称;钢球增力机构;无杆液压缸;增力系数;夹具;压力角;摩擦损失

**中图分类号:**TH137.5

**文献标识码:**B

**文章编号:**1006-0316(2003)04-0066-03

## A new kind of hydraulic fixture combined with steel-ball amplifier

SU Dong-ning, ZHONG Kang-min

(Dept. of Mechanical Engineering of Jinan University, Jinan 250002, China)

**Abstract:** This paper introduces a new kind of hydraulic fixture combined with steel-ball amplifier, gives the formulas of ideal force increasing ratio and actual force increasing ratio. The comparison in performance characteristics with other two kinds of hydraulic fixtures combined with steel-ball amplifier was also shown.

**Key words:** steel-ball amplifier; rodless hydraulic cylinder; force increasing ratio; fixture, symmetry; pressure angle; friction loss.

机械增力机构与液压夹具相结合,能有效地降低系统的工作压力,延长工作寿命,减小系统的结构尺寸。在各种增力机构中,钢球增力机构具有力传递效率高,结构简单,制造工艺简便的优点。文献[1]中介绍了两种基于钢球增力机构的液压夹具,但其仅给出了理论增力系数的计算公式,这给实际应用带来不便。本文将简单介绍这两种夹具的工作原理,推出其实际增力系数。同时我们还要介绍一种新型的具有双活塞无杆液压缸的钢球增力液压夹具,给出其理论增力系数和实际增力系数,最后,对这三种增力机构的性能作一下比较。

推动上方钢球向上运动)。在这个过程中,钢球将输入力进行了放大,并由右上方的钢球将放大后的力  $F_0$  传递出去,推动夹具上的元件(未示出)夹紧工件。当换向阀位于右位时,活塞向左移动,右上方钢球下降,夹具将工件松开。

需要注意的是,图2所示系统中的右上方钢球与右下方钢球的中心线应位于同一垂直线上。

### 1 钢球增力机构与单活塞无杆液压缸

#### 1.1 工作原理

图1、图2所示分别为文献[1]所介绍的在液压夹具中与单活塞无杆液压缸组合使用的双钢球和三钢球增力机构,其工作原理为:当换向阀位于左位时,压力油进入液压缸左腔,在压力油的作用下,活塞向右移动,置于活塞中部孔中的钢球随之推动上方的钢球向上运动(图2中将活塞中部铣扁,并加工出一个通孔,工作时中间钢球在下面的钢球作用下

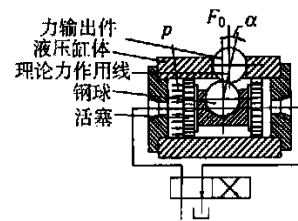


图1 双钢球增力机构

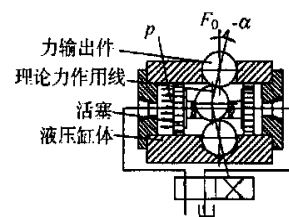


图2 三钢球增力机构

收稿日期:2003-01-13

作者简介:苏东宁(1965-),机械工程硕士,讲师。



### 1.2 力学计算

在忽略了钢球与各接触面间的滚动摩擦的前提下,经建模分析计算,图1所示系统的理论增力系数  $i_t$  与实际增力系数  $i_p$  的计算公式分别为:

$$i_t = \frac{F_{ot}}{\frac{d^2}{4} p} = \frac{1}{\tan \alpha} \quad (1)$$

$$i_p = \frac{F_{op}}{\frac{d^2}{4} p} = \frac{1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \gamma}{\tan(\alpha + \beta) + \tan \gamma} \quad (2)$$

图2所示系统的理论增力系数  $i_t$  与实际增力系数  $i_p$  的计算公式分别为:

$$i_t = \frac{F_{ot}}{\frac{d^2}{4} p} = 2 \tan \alpha \quad (3)$$

$$i_p = \frac{F_{op}}{\frac{d^2}{4} p} = \frac{[1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \gamma] [1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \delta]}{2 \tan(\alpha + \beta) [1 + \tan \gamma \tan \delta]} \quad (4)$$

式中:  $F_{ot}$  为理论输出力;  $F_{op}$  为实际输出力;  $d$  为活塞直径;  $p$  为液压缸左腔压力;  $\alpha$  为理论压力角;  $\beta$  为两钢球间的滑动摩擦角;  $\gamma$  为力输出件(即右上方钢球)与导向孔间的滑动摩擦角;  $\delta$  为液压缸与活塞间的滑动摩擦角;  $\epsilon$  为中间钢球与活塞内孔间的滑动摩擦角。

### 2 钢球增力机构与双活塞无杆液压缸

在图1、图2所示两种系统的基础上,我们研究开发出一种新型的钢球增力液压夹具,即图3所示的具有对称结构的三钢球增力机构与双活塞无杆液压缸组合而成的液压夹具。此机构的工作原理同图1、图2所示系统,区别在于结构:在图2系统的基础上,增添了与其对称布置的另一增力装置。工作时,两边机构同时动作,共同完成将输入力放大并将工件夹紧的功能。

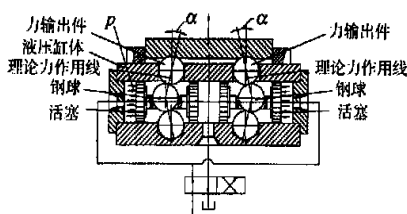


图3 液压夹具

经分析计算,此系统的任一边增力机构的理论增力系数的计算公式与公式(3)完全相同,即:

$$i_t = \frac{F_{ot}}{\frac{d^2}{4} p} = \frac{1}{2 \tan \alpha} \quad (5)$$

系统任一边实际增力系数  $i_p$  的计算公式为:

$$i_p = \frac{F_{op}}{\frac{d^2}{4} p} = \frac{1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \gamma}{2 \tan(\alpha + \beta) [1 + \tan \gamma \tan \delta]} \quad (6)$$

式中符号含义同公式(4)。

### 3 性能比较

#### 3.1 增力效益

由公式(1)、式(3)、式(5)可看出,在忽略了各接触面的摩擦的条件下,图1所示系统的理论增力系数  $i_t$  是图2、图3系统的2倍。但在考虑了滑动摩擦后,它们的差别并非如此大。例如,设理论压力角  $\alpha = 8^\circ$ ,各滑动摩擦角  $\beta = \gamma = \delta = \epsilon = 5^\circ$  时,由公式(2)、式(4)、式(6)计算出的实际增力系数  $i_p$  分别为3.076, 2.063, 2.106,即图1所示系统的增力效益分别是图2图3所示系统的1.49及1.46倍。上述讨论可看出,从增力效益看,图1系统最佳,图3所示系统次之,图2系统相对较差。

我们再来比较一下式(4)、式(6),会发现:它们的区别在于式(6)中的  $i_p$  表达式少了一项  $[1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \gamma]$ ,而这一项恰恰是因为输出件钢球与导向孔间的摩擦影响的结果。而这一结果的原因在于:由于图3系统在结构上的对称性,使得系统的力输出件在水平方向的受力平衡,输出件与导向孔间不存在摩擦<sup>[2]</sup>,从而使得图3所示的具有对称结构的三钢球增力机构与双活塞无杆液压缸组合而成的液压夹具的增力效益较图2所示的三钢球增力机构与单活塞无杆液压缸组合而成的液压夹具的要高。这一结论在较大载荷工作情况下尤显其意义。

#### 3.2 输出件的行程

经分析计算,当活塞的有效水平位移相同时,图2与图3所示系统力输出件的输出位移相等,是图1所示系统的两倍。即图1所示系统的增力效益虽佳,但它的行程却不如图2与图3所示系统。

### 4 结论

上述所介绍的三种钢球增力液压夹具,从增力效益看,图1系统最佳,图3所示系统次之,图2系统相对较差。就行程看,图2及图3(下转第71页)

表 1 实验值与理论值比较

实验装置号		1 号						2 号					
试验次数	测点 载荷	0°	差值	45°	差值	90°	差值	0°	差值	45°	差值	90°	差值
		1	2N	- 38		40		66		- 43		40	
4N	- 76		- 38	76	36	132	66	- 89	- 46	78	38	143	73
6N	- 116		- 40	111	35	196	64	- 134	- 45	116	38	215	72
8N	- 154		- 38	146	35	266	70	- 178	- 44	155	39	287	72
10N	- 192		- 38	182	36	332	66	- 223	- 45	195	40	358	71
差值均值	- 38.5		35.5		66.5		- 45.0		38.8		72.0		
2	2N	- 39.0		35		66		- 44		41		74	
	4N	- 79	- 40	71	36	131	65	- 89	- 45	80	39	147	73
	6N	- 118	- 39	108	37	198	67	- 134	- 45	118	38	218	71
	8N	- 158	- 40	142	34	263	65	- 180	- 46	158	40	290	72
	10N	- 198	- 40	177	35	331	68	- 230	- 43	197	39	363	73
	差值均值	- 39.8		35.5		66.3		- 44.8		39.0		72.5	
3	2N	- 40		36	- 40	36		- 44		42		77	
	4N	- 79	- 39	71	- 79	- 39	71	- 89	- 45	81	39	148	71
	6N	- 118	- 39	107	- 118	- 39	107	- 134	- 45	119	38	221	73
	8N	- 157	- 39	144	- 157	- 39	144	- 178	- 44	159	40	291	70
	10N	- 196	- 39	179	- 196	- 39	179	- 223	- 45	197	38	365	74
	差值均值	- 39.0		35.8		67.8		- 44.8		38.8		72.0	

表 2 实验值与理论值比较

实验装置号	测点应变	三次测量应变均值	2N 下应变理论值
1	0°	- 39.3	- 41.6
	45°	35.5	33.4
	90°	66.5	65.0
2	0°	- 44.8	- 42.7
	45°	38.9	36.9
	90°	72.1	67.4

参考文献:

- [1] 刑世建. 材料力学实验[M]. 重庆:重庆大学出版社,1998.
- [2] 王绍铭,熊莉,等. 材料力学实验指导[M]. 北京:中国铁道出版社,2000.
- [3] 陈锋,段自力,等. 材料力学实验[M]. 武汉:华中理工大学出版社,1999.
- [4] 顾立成. 材料力学实验[M]. 陕西:西安地图出版社,1994.
- [5] 刘鸿文. 材料力学上册[M]. 北京:高等教育出版社,1996.
- [6] 郑大素,江允正,杨淳. 用优化方法确定直角应变花贴片最佳位置振动[J]. 测试与诊断,1997,12(4):53-55.

(上接第 67 页)所示系统的行程是图 1 所示系统的 2 倍。若在承受较大工作载荷的场合下使用,可考虑采用图 3 所示的系统。

参考文献:

- [1] 钟康民,宋强,郭培全. 钢球增力式液压夹具. 制造技术与机床,1999,11
- [2] Zhong Kangmin, Guo Peiquan. Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive. In: Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms (Vol5). Oulu, Finland: Oulu University Press, 1999: 2037-2042.