

# 基于滚动高副的双边铰杆增力双向作用液压-机械复合传动压力机

窦云霞, 钟康民

(苏州大学机电工程学院, 江苏苏州 215021)

**摘要:**介绍了一种新型的液压-机械复合传动压力机的工作原理, 给出了相应的力学计算公式, 并分析了其技术特性。该压力机由基于滚动高副的双边铰杆增力机构与无杆活塞式液压缸组成, 在液压缸直径及要求的输出力一定的条件下, 该复合传动压力机较单纯的液压传动压力机, 其系统工作压力显著降低。

**关键词:**压力机; 液压-机械复合传动; 铰杆增力机构; 滚动高副; 增力系数; 压力角

**中图分类号:** TG135.4; TH112 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-3881 (2009) 6-102-2

## A Double-acting Hydraulic-mechanical Driving Press with Bi-bar Toggle Force Amplifier Based on Rolling Higher Pair

DOU Yunxia, ZHONG Kangmin

(School of Mechanical and Electronic Engineering, Soochow University, Suzhou Jiangsu 215021, China)

**Abstract:** The working principle of a new kind of hydraulic-mechanical driving press was introduced and the corresponding mechanics calculating formulae were given out. The technical characteristics of this new press machine were analyzed. This press is composed of a bi-bar toggle force amplifier based on rolling higher pair and rod-less piston cylinder. The hydraulic system pressure of the hydraulic-mechanical driving press can be reduced compared with the traditional hydraulic driving press when the diameter of the cylinder and the output force are determined.

**Keywords:** Press machine; Hydraulic-mechanical drive; Toggle force amplifier; Rolling higher pair; Force amplifying factor; Pressure angle

液压传动压力机是一种应用广泛的压力机械, 其基本工作原理如下: 通过液压泵把电动机、内燃机等原动机输出的机械能, 转换为液体的压力能, 来推动液压缸活塞输出所需的运动和作用力。在活塞面积一定的条件下, 要想提高压力机的输出力, 人们自然会想到用提高系统压力的方法来解决。但是, 过高的系统压力, 会导致泵、阀等元件的价格及密封系统的成本急剧上扬。利用机械增力机构与液压传动技术进行组合, 形成液压-机械复合传动压力机, 能在一定程度上弥补单纯液压传动压力机的不足。

图1所示是作者设计的基于滚动高副的双边铰杆增力双向作用液压-机械复合传动压力机, 下面结合图样介绍其工作原理, 给出其力学计算公式, 并分析其技术特性。

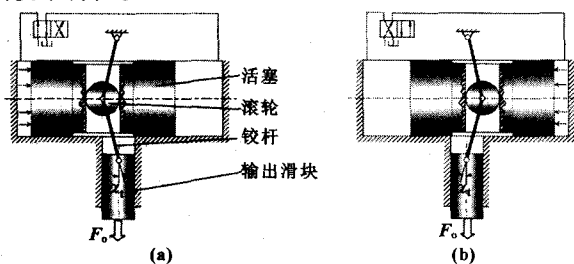


图1 工作原理图

### 1 工作原理

在无杆活塞液压缸的活塞中部, 加工出一个矩形的径向孔。以适当间隙与该径向孔配合的滚轮, 与两只铰杆用销轴铰接在一起。上端的铰杆与压力机固定机体铰接, 下端的铰杆则与压力机输出滑块铰接。

当换向阀处于图1(a)所示左位状态时, 活塞在液压缸左腔压力油的作用下向右运动, 滚轮便在矩形径向孔中向下运动, 继而通过下端铰杆推动输出滑块向下运动。这样, 活塞左端面所受的由压力油提供的轴向力, 通过双边铰杆增力机构进行放大后, 由输出滑块以作用力  $F_o$  施加于工件上, 对工件进行压力加工。作用力  $F_o$  随铰杆压力角的减小而增大, 当两根铰杆同时处于垂直位置即临界状态时,  $F_o$  达到最大值, 这一加工过程便告结束。此后活塞继续向右运动, 直至终点停止。卸下已加工好的工件并再次安装上待加工工件后, 换向阀切换至图1(b)所示右位状态工作, 液压缸右腔压力油使活塞向左运动, 双边铰杆机构与滚轮、输出滑块等, 以上述同样的方式工作, 并再次以作用力  $F_o$  对工件进行压力加工。如此进行往复工作循环, 这就是基于滚动高副的双边铰杆增力双向作用液压-机械复合传动压力机的基本工作原理。

收稿日期: 2008-06-30

作者简介: 窦云霞 (1974—), 女, 吉林延边人, 讲师, 硕士, 主要从事复合传动技术和价值工程的研究工作。电话: 13584884689, E-mail: douyunxia@suda.edu.cn。

## 2 力学计算

### 2.1 增力系数计算

增力系数是机构的输出力与输入力之比值, 常用  $i$  表示。不考虑摩擦损失的增力系数为理论增力系数, 用  $i_t$  表示; 考虑摩擦损失的增力系数为实际增力系数, 用  $i_p$  表示。

经建立力学模型并进行分析推演, 可得图 1 所示液压-机械复合传动压力机中双边铰杆增力机构的  $i_t$  和  $i_p$  的计算公式分别为

$$i_t = \frac{1}{2 \tan \alpha_t} \quad (1)$$

$$i_p = \frac{(1 - \tan \alpha_p \tan \theta)(1 - \tan \alpha_p \tan \gamma)}{2 \tan \alpha_p} \quad (2)$$

式中:  $\alpha_t$  为铰杆机构的理论压力角, 如图 1 所示。

$\alpha_p$  为铰杆机构的实际压力角,  $\alpha_p = \alpha_t + \beta$ ,  $\beta$  为铰杆的当量摩擦角,  $\beta = \arcsin \frac{\mu d_0}{l}$  ( $d_0$  为铰接处铰链轴的直径,  $l$  为铰杆两端铰链孔的中心距,  $\mu$  为铰链副的摩擦因数)<sup>[1]</sup>。

$\gamma$  为力输出件与其导向孔间的当量摩擦角, 其计算公式见文献 [2]。

$\theta$  为滚轮与活塞径向孔之间的摩擦角 (由于是滚动摩擦, 其值很小, 可忽略不计)。

代入  $\alpha_p = \alpha_t + \beta$ , 并忽略摩擦角  $\theta$  的影响后, 公式 (2) 变为

$$i_p = \frac{1 - \tan \alpha_p \tan \gamma}{2 \tan \alpha_p} = \frac{1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \gamma}{2 \tan(\alpha + \beta)} \quad (3)$$

### 2.2 输出力计算

根据式 (1)、(3), 可得图 1 所示压力机的理论输出力  $F_{ot}$  与实际输出力  $F_{op}$  的计算公式分别为

$$F_{ot} = \frac{\pi d^2 p}{8 \tan \alpha_t} \quad (4)$$

$$F_{op} = \frac{[1 - \tan(\alpha + \beta) \tan \gamma] \pi d^2 p}{8 \tan(\alpha + \beta)} \quad (5)$$

式中:  $d$  为液压缸活塞的直径;

$p$  为液压缸内液体的工作压力。

## 3 技术特性分析

图 1 所示的双向作用液压-机械复合传动压力机, 具有以下技术特点:

(1) 利用双边铰杆增力机构把力放大, 在液压缸直径及输出力一定的条件下, 能显著降低液压系统的工作压力。这不仅能显著降低泵、阀等元件的成本, 而且能减少油液泄漏, 有利于环境保护。

(2) 由材料的加工硬化特性所决定, 压力加工时所需要的作用力, 随着被加工材料变形量的增大而增大。而图 1 所示新型压力机中输出滑块的作用力  $F_o$ , 也随着铰杆机构压力角的减小而增大, 与压力加

工过程形成了极好的协调, 液压系统工作压力波动幅度较小。而单纯的液压传动压力机, 系统工作压力取决于外部负载, 即被加工材料的变形抗力, 压力波动幅度较大。

(3) 双边铰杆增力机构与固定液压缸组合时, 存在自由度不足的问题。此前一直采用前苏联技术人员发明的增加低副运动构件法来解决, 即在活塞中部径向孔内放置一个过渡滑块<sup>[3-5]</sup>。而在图 1 所示压力机中, 采用的是自行创新的方法——高副取代低副法。这种创新机构更为简单紧凑, 而且摩擦损失小。

(4) 在活塞单向工作的情况下, 输出滑块与其导向导轨之间长期受力不均匀, 会因相关元件磨损不对称而降低使用寿命。图 1 所示压力机是双向工作的, 相关元件的磨损是对称的, 其使用寿命将延长 1 倍。

## 4 力学计算举例

当双边铰杆增力机构的两只铰杆, 同时处于垂直位置即临界状态时, 根据公式 (3), 输出滑块的理论输出力  $F_{ot}$  将达到无穷大。但在实际上, 由于摩擦损失及铰杆等构件弹性变形等因素存在, 这种理论状态是绝无可能存在的。例如, 若取铰链轴直径  $d_0 = 20\text{mm}$ , 铰杆两端铰链孔的中心距  $l = 400\text{mm}$ , 铰链副的摩擦因数  $\mu = 0.1$ , 可计算得  $\beta = \arcsin \frac{0.1 \times 20}{400} = 0.3^\circ$ 。再取  $\gamma = 8^\circ$  (经验运算概略值), 根据公式 (3), 可计算得实际增力系数  $i_p \approx 95$ 。

处于临界状态的铰杆位置是极不稳定的, 很难进行力学测试。但让其稍微越过临界位置后阻止其继续运动, 就比较容易进行力学测试。工程实验统计数据表明: 该条件下双边铰杆增力机构的实际增力系数  $i_p$  的值 (该数值肯定小于临界状态的增力系数值) 在 30~75 之间<sup>[6]</sup>。这一统计数据也从侧面证明, 将公式 (3) 用于工程计算是可行的。

这一计算结果意味着, 在液压缸直径及要求的输出力一定的条件下, 采用图 1 所示液压-机械复合传动压力机, 用  $p = 2\text{MPa}$  的低压传动系统来代替接近 200MPa 的超高压传动系统。

## 5 结语

采用液压-机械复合传动的压力机, 能在一定程度上弥补单纯机械传动压力机, 或单纯液压传动压力机的不足之处, 从而实现优势互补。我们希望, 本文的发表能够吸引更多相关领域的科研人员, 关注并积极开展复合传动压力机的研究与开发工作, 使其在工程技术领域发挥更大的作用。

## 参考文献

[1] 林文焕, 陈本通. 机床夹具设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1987.

(下转第 73 页)

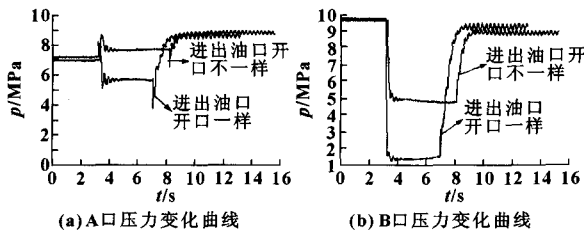


图9 相同压力下开口量相同与不同时压力变化曲线

### 3.4 电液组合阀在节能中的作用

液压系统的能耗可以用下式表示：

$$E = \int_{t_0}^{t_1} p_s(\tau) Q_s(\tau) d\tau$$

其中  $E$  表示在  $t_0$  到  $t_1$  时间内完成一件工作所消耗的能量， $p_s$  表示系统压力， $Q_s$  表示泵流量。很明显要想节能只有3个方法，即减小系统压力、降低泵的流量、减少完成一件工作所需的时间。

如果不考虑液体的可压缩性，只有应用差动回路才能降低泵的流量。要想降低系统压力，液压缸两腔的压力要求保持满足工作条件下尽量小，这样也只有液压缸两腔压力独立控制时才能实现。

差动回路的实验是在空载实验平台上进行的。测试时，系统压力设定为6MPa，实验时液压缸正常伸出(SV1和SV4开)一段，然后突然变为差动输出，检测位移、速度和压力变化情况，测试曲线如图10所示。

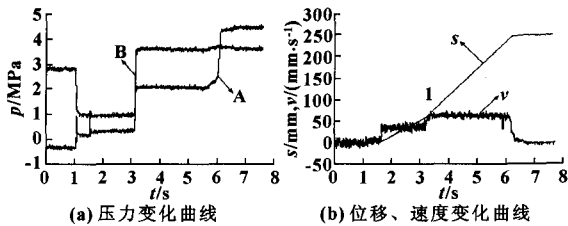


图10 过程差动时液压缸两腔压力和位移、速度变化曲线

从图中可以看出正常伸出时速度约为50mm/s，差动伸出时速度约为75mm/s，明显可以看出差动时速度比较快。

### 4 结论

可编程多功能组合阀是依据阀口独立控制原理设计的，就是电液比例换向阀的阀口可以独立进行逻辑和调制控制，在此基础上设计了可编程多功能组合阀的原型。应用逻辑开关控制，完全实现了所有的中位机能，对其调制控制的研究表现在节流调速的研究上，可以实现进口节流调速和出口节流调速，设计了可编程多功能组合阀消除或减弱压力冲击的方法，研究了可编程多功能组合阀在节能方面的应用。实验验证了可编程多功能组合阀可以完全实现所有的中位机能，可以实现节流调速，可以减小或消除压力冲击，可以应用差动回路，实现流体再生，从而起到节能的

效果。

### 参考文献

- [1] Q. Zhang, X. Kong. Study of Valve Function and Characteristics Programmability Using Programmable E/H Valve [C]. Proceedings of the 5th international conference on fluid power transmission and control (ICFP'2001), Hangzhou, 2001. 4: 258 - 264.
- [2] Song Liu, Bin Yao. Programmable Valves: a Solution to Bypass Deadband Problem of Electro-Hydraulic Systems. Proceeding of the 2004 American Control Conference [C]. Boston, Massachusetts June 30 - July 2, 2004: 4438 - 4443.
- [3] 陈愈. 液压阀 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 1982: 46 - 53.
- [4] Amir Shenouda. Quasi-Static Hydraulic Control Systems and Energy Savings Potential Using Independent Metering Four-Valve Assembly Configuration [D]. Woodruff School of Mechanical Engineering Georgia Institute of Technology, August 2006: 1 - 51.
- [5] J. A. Aardema, D. W. Koehler. System and method for controlling an independent metering valve. United States Patent, 5, 947, 140 [P]. 1999.

(上接第103页)

- [2] 苏东宁, 钟康民, 王红岩. 铰杆增力机构中滑柱力学模型及计算公式的改善 [J]. 济南大学学报, 2003, 17 (1): 35 - 36, 43.
- [3] Zhong Kangmin, Guo Peiquan. Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive. In: Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms [M]. Oulu, Finland: Oulu University Press, 1999: 2037 - 2042.
- [4] 陆雯, 钟康民. 平行同步双边铰杆增力机构及其在液压传动中的应用 [J]. 工程机械, 2005 (1): 45 - 46.
- [5] 席川, 钟康民. 对称式二次正交铰杆增力机构与双活塞无杆液压缸的组合系统 [J]. 机床与液压, 2006 (12): 99 - 100.
- [6] 机床设计手册 (3. 部件、机构及总体设计) [M]. 北京: 机械工业出版社, 1986: 708.

(上接第110页)

- [2] 吴仲阳. 自动控制原理 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [3] 何玉彬, 等. 电液伺服结构加载系统的神经网络直接自适应跟踪控制 [J]. 机床与液压, 1997 (2).
- [4] 周连山, 等. 液压系统的计算机仿真 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1986. 6.
- [5] 王沫然. Simulink 4 建模及动态仿真 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2002.