

# 双四连杆机构增力的气动夹具设计

王祥林

(辽宁工学院)

**摘要** 介绍了一种采用四连杆机构增力的气动夹具装置,并详细地分析了增力机构的受力特点。结果表明:这种双四连杆夹紧机构对于夹紧部位空间较小而又需要较大夹紧力的情况特别适用,其压板夹紧力是气缸夹紧力的几十倍。

**关键词** 气动夹具; 四连杆机构; 夹紧机构

**分类号** TG756

在双面四轴铣床上,加工如图1所示工件中的A、B平面。由于A、B面本身面积较大,加工时的切削力也较大,而两平面之间只有100mm的厚度。因此,为了两面同时铣削,必须保证可靠的夹紧,这是铣削时的关键问题。笔者在设计夹具时,采用了一种结构简单,夹压力很大,用四连杆机构增力的气动夹具。经过生产实践证明,这种夹具工作可靠,工件的加工质量也符合要求。

## 1 夹具的结构设计

工件以C、D面上的毛坯孔定位,从C面夹紧。夹具结构如图2。图2中1为气缸的活塞杆,2为双四连杆增力机构,通过压板3将工件4压紧在支承块5上。夹具在夹紧部位的厚度为80mm,因此它可以跟随工件通过铣刀。

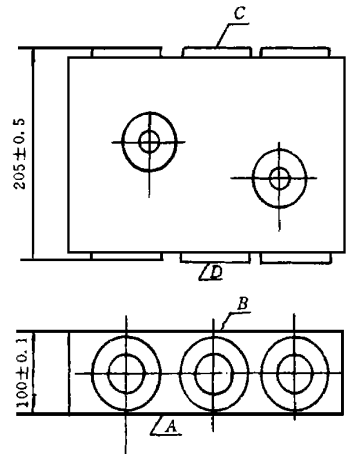


图1 加工的工件图

图3所示为对增力机构作用力的分析。略去摩擦与冲击力的影响时(实际上冲击和摩擦的影响可以部分相互抵消),根据汇交力系平衡理论可求得压板夹紧力 $\bar{Q}$ 与气缸夹紧力 $\bar{F}_A$ 的关系如下:

$$Q = F + F = 2F \quad (\text{因为 } F = F)$$

因为 
$$F = F_B \cos \frac{\alpha}{2} + F_C \cos \beta; F_C \sin \beta = F_B \sin \frac{\alpha}{2}; F_C = F_B \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\sin \beta}$$

本稿 1995 年 1 月 10 日收到。

王祥林:男,1939年生,高级工程师。锦州市古塔区士英街169号,辽宁工学院院长办公室,邮编121001。

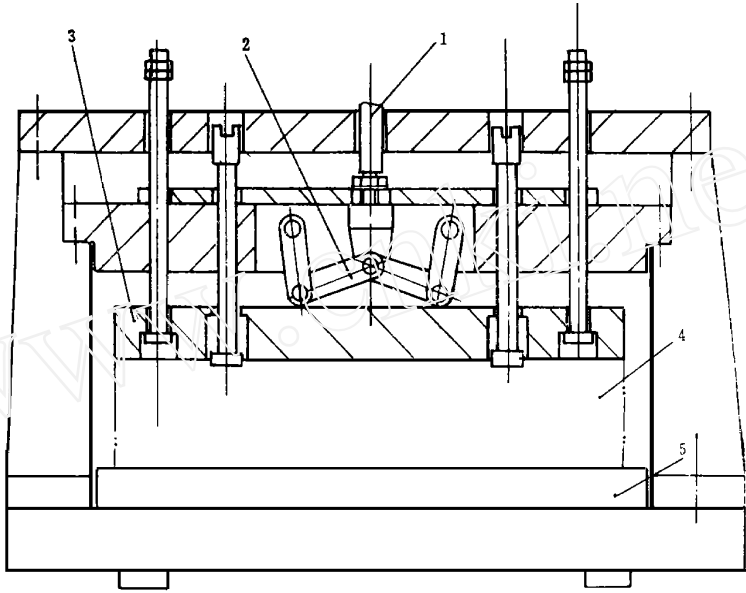


图 2 夹具结构

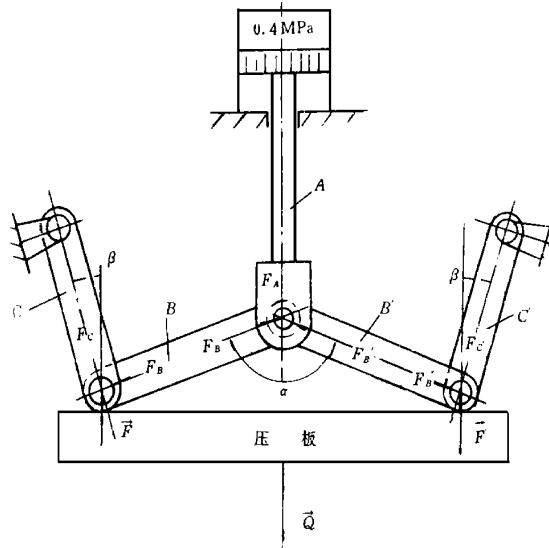


图 3 增力机构的力分析图

所以

$$F = F_B \left( \cos \frac{\alpha}{2} + \sin \frac{\alpha}{2} \operatorname{ctg} \beta \right)$$

又因为

$$F_B \cos \frac{\alpha}{2} + F \cos \frac{\alpha}{2} = F_A; F_B = F_B; F_B = \frac{F_A}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$$

所以

$$F = \frac{1}{2} F_A \frac{\cos \frac{\alpha}{2} + \sin \frac{\alpha}{2} \operatorname{ctg} \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{1}{2} F_A (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{ctg} \beta)$$

$$Q = 2F = F_A (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{ctg} \beta)$$

在夹紧过程中,当气缸活塞直径一定,工作气压也一定,那么  $F_A$  也是个定值,若夹紧后  $\alpha = 150^\circ$   $\beta = 11^\circ$ ; 则

$$Q = F_A (1 + \operatorname{tg} 75^\circ \operatorname{ctg} 11^\circ) \approx 20F_A$$

## 2 增力机构特点

这种双四连杆夹紧机构与常用的杠杆夹紧机构、楔面夹紧机构、螺旋夹紧机构和偏心夹紧机构相比较,其特点是:

(1) 因为  $Q$  是随  $\alpha$  与  $\beta$  角变化的,所以增力倍数较高,可达几十倍。这就可以采用直径较小的气缸或较少的夹紧机构,因而对于夹紧部位空间较小而又需要较大夹紧力的情况特别适用。

(2) 在活塞行程和增力倍数都相同的条件下,该机构压力点运动轨迹的垂直距离较大,如图4所示:当活塞行程为50mm时,压力点垂直距离  $h$  近11mm。二者之比并不与  $Q$  和

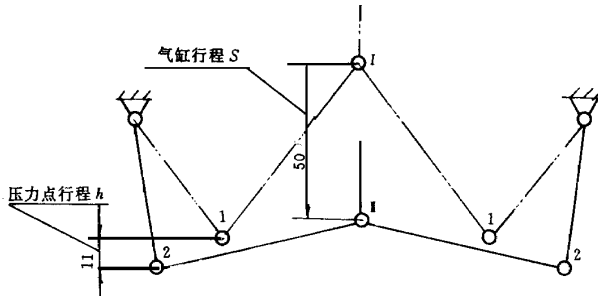


图4

$F_A$  之比互成反比,这是因为  $Q$  在整个活塞行程中是一个变量的缘故。设活塞行程为  $S$ ,  $Q$  压力点垂直移动距离为  $h$ , 则

$$\frac{ds}{dh} = \frac{Q}{F_A}; \quad F_A ds = Q dh; \quad F_A S = Q(h) dh$$

其中  $Q = Q(h)$  是  $h$  的函数,随  $h$  的增大而增大。只有  $h$  增加到压紧工件时,  $Q$  才是我们所需的设计值。而在其它时间,  $Q$  都小于设计值,较小的  $Q$  值意味着相应的  $dh$  较大。

(3) 结构简单。

(4) 最后合成的总压力  $Q$  矢量与气缸中心线相重合,这在很多情况下给夹具设计带来了方便。

## 3 结 论

(1) 该机构夹紧力  $Q$  与  $\alpha$   $\beta$  角密切相关,而  $\alpha$   $\beta$  角的数值又与各杆件的长度、固定铰支座的位置以及它和压板承压平面的距离有关。因此,设计时应对上述因素控制稍严些。

(2) 由于横梁的弹性变形和各铰链运动副的间隙的影响,实际的  $\alpha$  角要比设计值稍大,  $\beta$  角要比设计值稍小。这是在设计时应考虑到的。

(3) C、C 杆与压板平面的接触圆弧部位应淬火和磨光,使之达到 HRC50~ 55, 光洁度 0.8, 圆弧半径应予以控制。压板与该圆弧接触的部位应镶上经淬火和磨光的垫块。

(4) 该机构的增力倍数可以在很大的范围内任意选择。当选用大的增力倍数时, 夹压点和工件支承块应当配置合理。

## A Design of Pneumatic Clamp Reinforced by Twin- Four- Link Mechanism

Wang Xianglin

**Key words:** pneumatic clamp; four- link mechanism; clamping mechanism

### ABSTRACT

The author introduces a pneumatic clamping device which is reinforced by a four- link mechanism, and analyses the forced feature of the reinforcing mechanism in details. The result shows that the twin- four- link mechanism clamping system can get less space at the clamping position while the clamping force is much larger, say, The clamping force of the clamping plates is general decades higher than that of the cylinder.

(Received on Jan. 10, 1995)

(上接第 25 页)

## Ultrathin Switching Mode Power Supply Used Single-chip Microcomputer

Zhu Guixia; Liang Bo; Chen Yongzhen

**Key words:** switching mode power supply; ultrathin; power supply feature

### ABSTRACT

The paper proposes a switching mode power supply with ultrathin and high performance used single-chip microcomputer, which is convenient for users to carry with. A detail discussion of its operation principle and its circuit diagram are given and two ways of reducing noise indicated. Besides, the price for this mode voltage stabilizer is only two-thirds of that for similar ones in the market.

(Received on Jul. 11, 1994)