

景德镇陶瓷学院
科技艺术学院
本科生毕业设计（论文）

中文题目： QCJ-1粉末压制成型件加工机械的设计

英文题目： QCJ-1 POWDER PRESSING PARTS PROCESSING
MACHINERY DESIGN

院 系： 工 程 系

专 业： 机械设计制造及其自动化

姓 名： 李 俊 峰

学 号： 201030454123

指导教师： 冯景华 老师

起讫时间： 2014年3月1日至5月20日

QCJ-1粉末压制成型件加工机械的设计

摘要

本文针对压制成型的零件上有毛刺深加工工艺要求作了一定的分析，对实现加工动作要求进行了研究，通过对完成动作实现进行了机构的综合与设计，设计产品对减轻劳动强度；提高劳动效率，零件的精度有较大提高。对推动清洁生产作了一定的尝试。

关键词：QCJ-1，粉末压制，成型件，加工工艺，机械的设计

Abstract

In this paper, there are glitches deep processing requirements made some analysis of the actions required to achieve processing were studied through the completion of action to achieve a comprehensive and design agencies on press-molded parts, design products to reduce labor intensity; improve labor efficiency precision parts has improved greatly. The promotion of cleaner production made some attempts.

Keywords: QCJ-1, powder pressing, molding pieces, processing, mechanical design

目 录

1 引言	3
2 粉末成型零件的特点及深加工工艺分析	4
2.1 粉末成型件特点	4
2.2 去毛刺零件的工艺分析	5
3 总体方案的设计	6
3.1 去毛刺机工艺动作分析	6
3.2 设计方案的主要内容	7
4 技术设计	9
4.1 选择电动机类型和机构形式	11
4.3 带传动设计	13
4.4 主轴的设计	14
4.5 轴的受力分析	15
4.6 标准件的选择及安装设计	21
4.7 气压传动特点	27
4.8 去毛刺机的特点	28
4.9 机床生产率计算	29

5 夹具的设计.....	3 1
5.1 零件加工工序图	3 1
5.2 对夹具体的要求.....	3 2
5.3 夹具体的毛坯结构材料.....	33
5.4 夹具元件的选择与设计.....	33
5.5 专用夹具的设计步骤.....	33
5.7 绘制夹具总装配图.....	33
5.8 夹具总装配图上尺寸和技术要求的标注.....	33
6 结论.....	34
致谢.....	35
参考文献.....	36

1. 引言

毕业设计是培养我们理工科学生的一个实践性教学环节，它是在我们学完了基础课及专业课后，并在一些课程设计基础上，到工厂进行实习，搜集原始资料之后，参与公司产品全面的、系统的设计。

本次毕业设计是我到公司实习，公司为培养新人，尽快熟悉公司产品开发流程，适应公司新产品开发团队而开展的工作。

设计的动机：培养我们通过所学技能去分析和解决一般工程问题的本领，培养我们形成工程设计的一般程序的方法，从而掌握正确的设计手段。通过毕业设计，进一步巩固、扩大和深化我们所学的基本理论、基本知识和基本技能，通过毕业设计，使我们形成良好的工作作风，有利于建立一定的生产观和全局观，从而实现我们向工程技术人员的过度。

通过这次毕业设计，提高了分析问题、解决问题的能力，这为以后参加工作打下了良好的基础。

2. 粉末成型零件的特点及深加工工艺分析

2.1 粉末成型件特点

2.1.1 粉末成型综述

粉末成型是把金属粉末体改变成具有规定形状、尺寸和强度的半成品的加工过程。

粉末成形前为符合成形的要求通常需把金属粉末预处理。混料时，通常加入适量的成形添加剂。

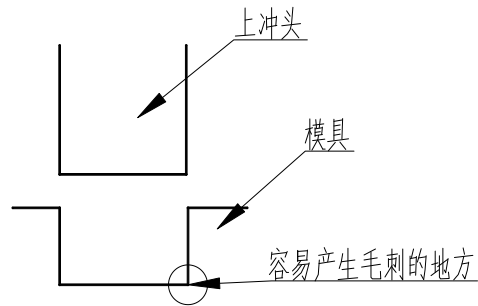
粉末成形分粉末压制成形和粉末特殊成形两大类。

在粉末冶金生产中，粉末压制成形是采用最早的成形方法。

对坯块的形状、尺寸和密度等方面有特殊要求的场合，使用粉末特殊成形的方法比较合适。随后还产生了粉末冷等静压成形、轧制成形、挤压成形、浇注和爆炸成形等粉末成型方法。

2.1.2 毛刺形成原因

首先，粉末直接由压机冲压成形是零件成形采用的粉末冶金制造法，在的模具容易残留粉末各边缘凹槽处，这些粉末导致零件产生毛刺。另外，切削加工时表面也会残留一些粉末，从而也需去除毛刺。



2.2去毛刺零件加工工艺

采用毛刷进行去毛刺。使用圆形毛刷在零件表面进行加工，零件本身旋转的同时，毛刷也旋转。毛刷转速大约在1400r/m，而零件转速通常在4-15r/m，主要通过零件大小调整转速。让毛刷正反转能够防止加工后留下一顺边的毛刺，从而更好地去毛刺。另外，加工时需要喷冷却液。

通过分析，去毛刺主要对加工零件图样进行分析，查阅、搜集和分析国内外有关资料以取的可靠的设计依据。

3. 总体方案的设计

3.1 去毛刺机工艺动作分析

- 工序1 关闭安全门
- 工序2 工件夹紧后再旋转
- 工序3 毛刷旋转的同时向下运动至零件表面
- 工序4 停止下降，冷却液喷射，
- 工序5 正转延时6s
- 工序6 反转
- 工序7 反转延时6s
- 工序8 毛刷停转并回升到原位，工件也停转，停止喷射冷却液
- 工序9 工件放松，安全门打开

3.2 主要的设计方案

- (1) 去除毛刺方法；
- (2) 确定动作行程；
- (3) 确定加工时间；
- (4) 动力参数设计；
- (5) 安全防护措施；
- (6) 动力保护措施

4. 技术设计

4.1 确定的动力部件的工作循环

动力部件的工作循环通常由快速引进、工作进给和快速退回等动作组成。

(1) 毛刷下降高度的确定

由选用气缸确定

(2) 快速引进长度

是指长度要按照确定位置来确定的工作进给位置，。

(3) 快速退回长度

等于快速引进和下降高度之和。

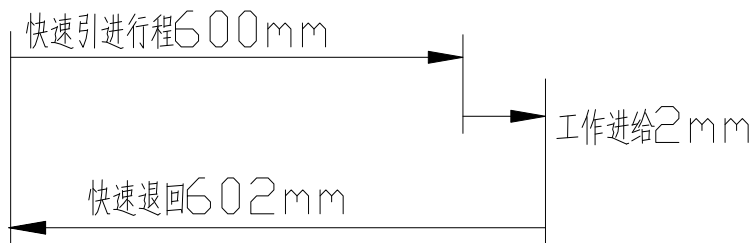


图3-2动力部件工作循环图

4.2 选择电动机类型和机构形式

电动机有交流电动机和直流电动机之分。交流电动机有异步电动机和同步电动机两类，异步电动机又分为笼型和绕线型两种。如无特殊需要，一般优先选用Y系列笼型三相异步电动机，因其具有高效、节能、噪声小、振动小、安全可靠的特点。

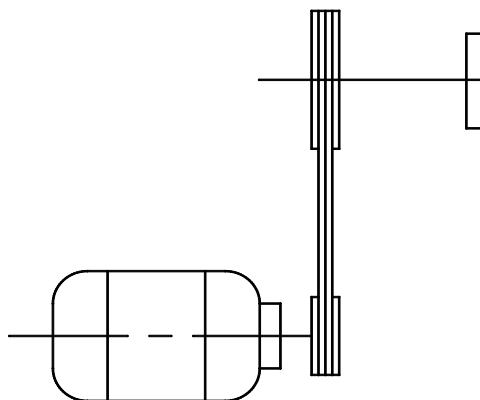


图4-1

电动机的选择

选择电动机的基本原则和方法

选择电动机的基本原则有两点：

- 1) 为达到满足生产机械的要求，分析电动机的主要性能（启动、过载及调速等）。
- 2) 首先考虑构造不复杂、运行稳定、方便维护又经济实惠的电动机。

选择电动机的主要步骤：

根据工作环境和载荷性质确定电动机类型→确定电动机额定电压→确定电动机转速→由负载转矩及转速算出电动机的功率

4.2.1 电动机类型的选择

（1）根据其工作环境确定电动机型号

- 1) 安装方式有卧式和立式了两种

2) 有封闭式、开启式、防爆式和防护式四种防护型式

(2) 通过机械设备负载特征确定电动机类型

- 1) 一般调速要求不高的生产机械应优先选用交流电动机。负载稳定的设备, 如切削机、水泵及通风机等, 通常使用普通笼型三相异步电动机。
- 2) 启动、制动较频繁的生产机械, 如起重机、矿井提升机, 不可逆轧钢机等, 一般选用绕线转子异步电动机。
- 3) 对要求调速不连续的生产机械, 可选用多速笼型电动机。
- 4) 要求调速范围大, 调速平稳的机械设备, 如龙门刨床, 高精度数控机床。
- 5) 启动转矩大、恒功率调速的机械, 应选用串励或复励直流电动机。
- 6) 要求恒定转速或改善功率因数的生产机械, 可考虑同步电动机。
- 7) 要求调速范围很宽, 调速平滑性不高时, 使用机电结合的调速方式比较实惠合适。

选用立式三相异步电动机

4.2.2 电动机额定电压的选择

电动机额定电压一般选择与供电电压一致。普通工厂的供电电压为380V或220V, 因此中小型交流电动机的额定电压大都是380V或220V。大中容量的交流电动机可以选用3kV或6kV的高压电源供电, 这样可以减小电动机的体积并可以节省铜材。

电压为220V

4.2.3 确定电动机额定转速

电动机的额定转速要根据生产机械的具体情况来选择。

- 1) 不要求调速的中高转速生产机械当选用与生产机械相应转速的电动机, 以便直接传递转矩。
- 2) 要求调速的生产机械的电动机额定转速确定当选取合适传动比的减速装置
- 3) 低转速的机械通常使用相对较低的电动机, 再经过减速装置传动; 大功率的生产机械中需要低速转动时, 注意不要选择高速电动机,

以减少减速器的能量损耗

- 4) 要求重复、短时、正反转工作的生产机械，除应选择满足工艺要求的电动机额定转速外，还要保证生产机械达到最大加，减速度的要求而选择最恰当的传动装置，以达到最大生产率或最小损耗的目标。

转速为2500rpm~3000rpm

4.2.4电动机容量的选择

- 1) 根据生产机械的静负载功率计算负载功率P
- 2) 参照电动机的技术数据表预选电动机型号，使两者尽量接近的同时额定功率大于P。

$$P = \frac{Fv}{1000} = \frac{73 \times 9.24}{1000} = 0.67 Kw$$

表4-1 所选电动机参数

型号	额定功率 Kw	转速Rpm	电流A	效率%	功率因数	最大转矩	重量Kg
Y8012	0.75	2830	1.81	75	0.84	2.2	16

4.3 带传动设计

4.3.1 确定同步带型号和带轮直径

工作情况系数 由机械设计 表11.17 $K_A = 1.5$

计算功率 $P_c = K_A P = 1.5 \times 0.75 = 1.125 \text{ kw}$

选带型号 由机械设计 图11.20 H型

小带轮直径 $D_1 = 63 \text{ mm}$

大带轮直径 $D_2 = \frac{(1-\varepsilon)D_1 n_1}{n_2} = (1-0.01) \times \frac{63 \times 2800}{1400} = 124.7$

取 $D_2 = 125$

大带轮转速 $n_2 = \frac{(1-\varepsilon)D_1 n_1}{D_2} = (1-0.01) \times \frac{63 \times 2800}{125} = 1397.1 \text{ r/d}$

4.3.2 计算带长

求 D_m $D_m = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{125 + 63}{2} = 94$

求 Δ $\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{125 - 63}{2} = 31$

初取中心距 $a = 230 \text{ mm}$

带长 $L = \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a} = \pi \times 94 + 2 \times 230 + \frac{31^2}{230} = 759$

基准长度 由机械设计手册p883表12-47取 $L_d = 780 \text{ mm}$

4.3.3 求中心距和包角

中心距 $a = \frac{L - \pi D_m}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2}$
 $= \frac{780 - \pi \times 94}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(780 - \pi \times 94)^2 - 8 \times 31^2} = 240$

小轮包角 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ$
 $= 180^\circ - \frac{125 - 63}{240} \times 60^\circ = 164.5^\circ$

4.3.4 求轴上载荷

带速度
$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} r = \frac{\pi \times 63 \times 2800}{60 \times 1000} = 9.24 m/s$$

有效拉力
$$F = F_1 - F_2 = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 1.125}{9.24} = 121.7 N$$

由 F_1, F_2 的关系
$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{\mu\alpha}$$

式中 e 自然对数的底, μ 带与带轮之间的摩擦系数, α 带在带轮上的包角, q 每米带长的质量 kg/m

紧边拉力

$$F_1 = \frac{Fe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + qv^2 = \frac{121.7 \times e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + 0.96 \times 9.24^2 = 490 N$$

$$\mu = 0.4$$

$$\alpha = 164.5^\circ$$

$$q = 0.96 kg/m \text{ 表 } 11.18$$

松边拉力
$$F_2 = \frac{F}{e^{\mu\alpha} - 1} + qv^2 = \frac{121.7}{e^{\mu\alpha} - 1} + 0.96 \times 9.24^2 = 357 N$$

离心拉力
$$F_c = qv^2 = 0.96 \times 9.24^2 = 82 N$$

张紧力
$$F_0 = 500 \frac{P_c}{vz} \left(\frac{2.5 - k_a}{k_a} \right) + qv^2$$

$$= 500 \times \frac{1.125}{9.24} \times \left(\frac{2.5 - 0.94}{0.94} \right) + 0.96 \times 9.24^2 = 183 N$$

轴上载荷
$$F_q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 183 \times \sin \frac{164.5}{2} = 363 N$$

4.4. 主轴的设计

4.4.1 确定主轴类型、尺寸

大体通过刀杆与主轴的联结结构和工艺方来确定主轴类型。主轴轴颈尺寸规格应根据选定的切屑用量计算出切削转矩T，并考虑便于生产管理，适当简化规格。

功率P=750w，转速n=720r/d

，轮齿宽14.6mm，模数 $m_n=2\text{mm}$ ，螺旋角 $\beta=9^\circ22'$ ，压力角 $\alpha_n=20^\circ$ 。

根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布局和装配方案

4.4.2 选择轴的材料

该轴的传动功率较小，转速中等，故选用45号钢，调质处理，其力学性能由表2-1查得

$$\sigma_b = 640\text{MPa}, \sigma_s = 355\text{MPa}, \sigma_{-1} = 275\text{MPa}, \tau_{-1} = 155\text{MPa}, [\sigma_{-1}] = 60\text{MPa}, \\ \tau_s = 207\text{MPa}, \varphi_\sigma = 207\text{MPa}, \varphi_\tau = 0.1, \varphi_\sigma = 0.2$$

查表21-23得A=115

4.4.3 估算轴的直径

$$d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 115 \times \sqrt[3]{\frac{0.75}{720}} = 11\text{mm}$$

轴强度C由表16.2得到，取d=20mm，定位用轴肩，轴肩高度取5mm，轴径

$$20 + 2 \times 5 = 30\text{mm}$$

4.4.4 设计轴的结构和选择轴上零部件

1) 联轴器的选用

根据工作要求选择弹性柱销联轴器。由表26查得K=1.25，则计算转矩

$$T_{ca} = KT = 1.25 \times 9948 = 12400\text{N} \cdot \text{mm}$$

根据轴径和T选择联轴器的型号为：HL4弹性柱销联轴器GB5014-85

2) 确定滚动轴承类型

通过轴所受载荷，选取60000型深沟球轴承。为了便于轴承的装备，取装轴承出

的直径25mm。初选滚动轴承为6005. 其尺寸为 $d \times D \times B = 25 \times 47 \times 12$

定位轴肩高度 $h=5\text{mm}$

3) 通过轴向定位计算出轴的各段直径和长度

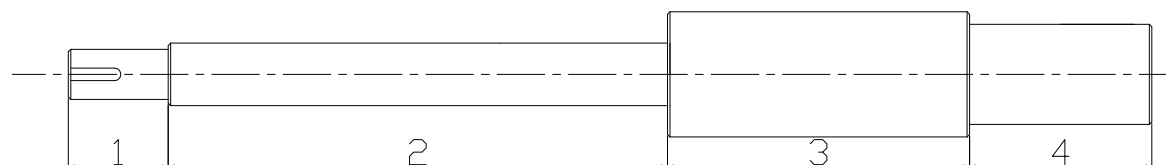


图6-1毛刷轴示意图

1处为安装毛刷处，大概是40mm；2处长度为方便对轴承添加润滑油脂根据轴承盖的拆装，取盖顶处德外断面与半联轴器左端面的距离，故取200mm；齿轮的右端与右轴承之间通过套筒定位。已知齿轮轮毂14.6mm，为了使套筒端面可靠地压紧齿轮，此轴段因略短于2，取120mm，轴环直径取50mm，但箱体的铸造有误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁3-5mm，取70mm， $L=1+2+3+4=430\text{mm}$ 至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

4) 对轴上零件的周向进行定位

半联轴器、齿轮与轴的周向定位都通过平键，齿轮与轴的键由表9-4查得

$b \times h \times L = 25\text{mm} \times 10\text{mm} \times 20\text{mm}$ ，轴上键槽深 $t=6\text{mm}$ ，由表21-

8选择齿轮轮毂与轴配合为H7/n6。

4.5 轴的受力分析

4.5.1 轴受外力的计算

$$\text{轴传递的转矩} \quad T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.75}{720} = 9948 N$$

$$\text{齿轮的圆周力} \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 9948}{20 / \cos 9^\circ 22'} = 983 N$$

$$\text{齿轮的径向力} \quad F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 983 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9^\circ 22'} = 362 N$$

$$\text{齿轮的轴向力} \quad F_a = F_t \tan \beta = 983 \times \tan 9^\circ 22' = 156 N$$

制造和安装误差使联轴器出现附加圆周力 F_0 (方向不确定)

$$F_o = 0.3 \frac{2}{D_1} T_1 = 0.3 \times \frac{2 \times 983}{75} = 8 N$$

4.5.2 求支反力

为了计算方便, 在垂直面和水平面内分别计算

支反力在水平面上 图c

$$\text{由 } \sum M_A = 0 \text{ 得 } R_{Bz}(a+b) - F_r a + F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{F_r a - F_a \frac{d_1}{2}}{a+b} = \frac{362 \times 120 - 156 \times \frac{100}{2}}{120+120} = 148 N$$

$$\sum Z = 0 \text{ 得 } R_{Az} = F_r - R_{Bz} = 362 - 148 = 214 N$$

支反力在垂直面

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{1}{2} F_t = \frac{983}{2} = 491 N$$

在支点A、B处的支反力, 图g

$$\text{由 } \sum M_B = 0 \text{ 得 } R_{A0} = \frac{F_o c}{a+b} = \frac{4 \times 160}{120+120} = 6 N$$

$$F_{B0} = F_o + R_{A0} = 8 + 6 = 14 N$$

合成支反力 按可能最大的支反力计算

$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} + R_{A0} = \sqrt{214^2 + 491^2} + 8 = 542 N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} + R_{B0} = \sqrt{148^2 + 491^2} + 14 = 526N$$

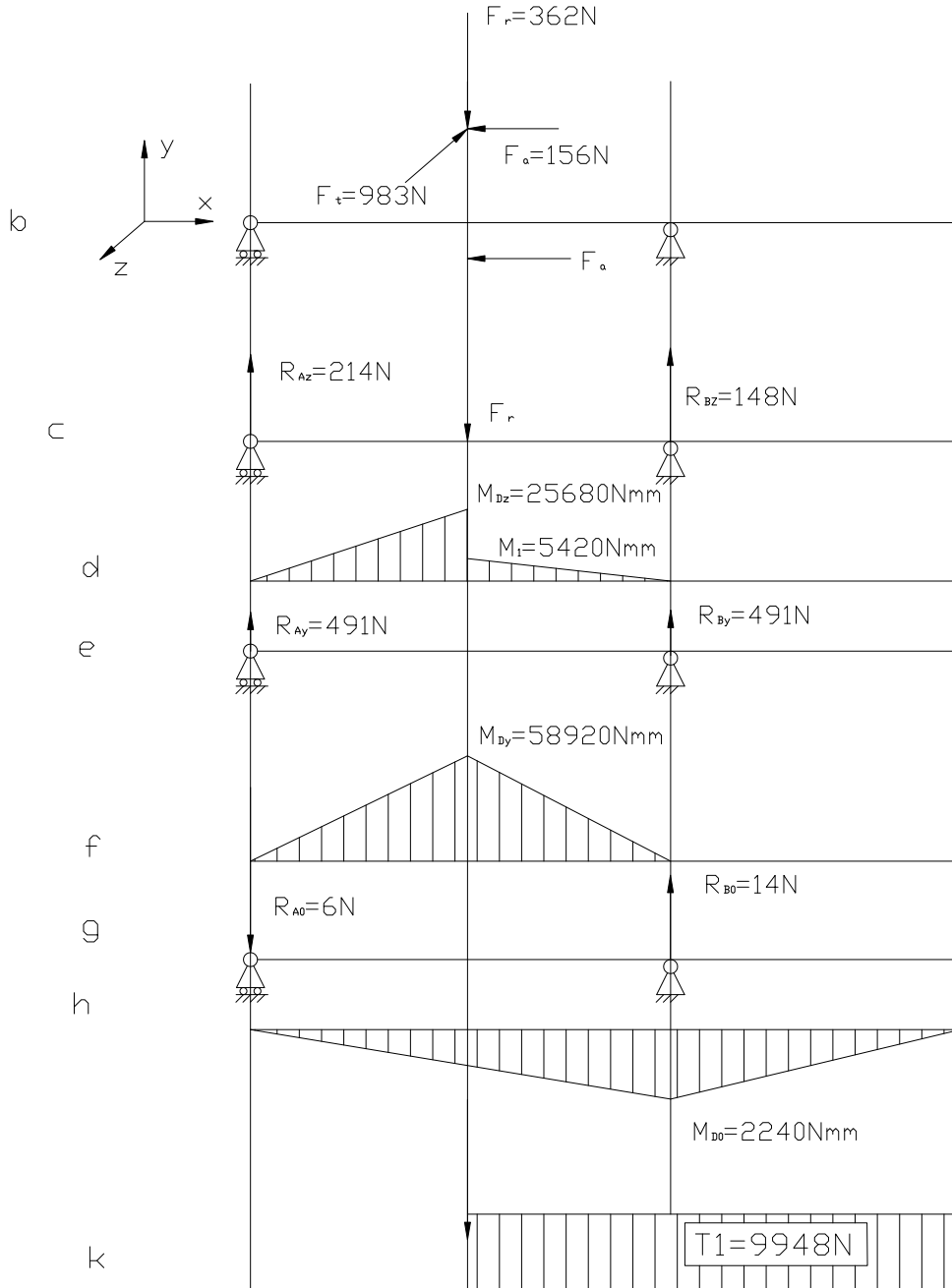


图6-2

4.5.3 轴的强度计算

1) 通过弯扭合成强度计算

计算弯矩、画弯矩图：参考水平面的弯矩图，图d

$$M_{Dz} = R_{Az} \cdot a = 214 \times 120 = 25680 N \cdot mm$$

$$M'_{Dz} = M_{Dz} - F_a \frac{d_1}{2} = 25680 - 156 \times \frac{100}{2} = 17880 N \cdot mm$$

通过垂直平面的弯矩图，图f，

$$M_{Dy} = R_{Ay} \cdot a = 491 \times 120 = 58920 N \cdot mm$$

通过齿轮作用力在D截面的最大弯矩

$$M'_D = \sqrt{M_{Dz}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{25680^2 + 58920^2} = 64273 N \cdot mm$$

通过

F_0 的作用绘出的弯矩图h， $M_{B0} = F_0 \cdot c = 14 \times 160 = 2240 N \cdot mm$ 该弯矩图的作用平面不确定，但当其与上述合成弯矩图共面时是容易出现故障。这时二者之和为其弯矩。如截面D的最大弯矩为

$$M_D = M'_D + M_{D0} = 64273 + \frac{2240}{2} = 65393 N \cdot mm$$

画转矩图，图k

$$T_1 = 9948 N \cdot mm$$

校核轴的强度，选择计算弯矩 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T_1)^2}$ 较大，轴直径较小的剖面校核计算

转矩按脉动循环变化计算，由表21-24的公式

$$\sigma = \frac{10\sqrt{M_D^2 + (\alpha T_1)^2}}{d_D^3} = \frac{10\sqrt{65393^2 + 0.6 \times 9948^2}}{25^3} = 41.8 MPa$$

截面 $\sigma \leq [\sigma_{-1}] = 60 MPa$ ，安全

2) 通过安全系数校核

按疲劳强度的安全系数计算：根据轴的尺寸结构及弯矩图，转矩图、25mm 截面处弯矩最大，且有齿轮配合和键槽引起的应力集中。

由于轴转动，弯矩引起对称循环的弯曲应力，其应力幅为

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W} = \frac{65393}{1100} = 59 MPa$$

式中W-抗弯截面系数，由表21-29的公式求得

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)}{2d} = \frac{\pi \times 25^3}{32} - \frac{10 \times 6(25-6)^2}{2 \times 25} = 1100 \text{ mm}^3$$

弯曲正应力的平均应力 $\sigma_m = 0$

根据表21-25中公式

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{\frac{2.3}{0.92 \times 0.81} \times 59 + 0} = 1.51$$

式中 K_σ —正应力的有效应力集中系数，由图21-

10按键查得 $K_\sigma = 1.82$ ；按配合H7/n6查得 $K_\sigma = 2.3$ ，此处取

$$K_\sigma = 2.3$$

β —表面质量系数，轴径车削加工， $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ 由图21-12查得

$$\beta = 0.92$$

ε_σ —正应力尺寸系数，由图21-14查得 $\varepsilon_\sigma = 0.81$

考虑到轴上作用的转矩总是有些变动，所以通常将脉动循环应力看作单向传递转矩的轴的扭转切应力

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_1}{2W_T} = \frac{65393}{2 \times 2634} = 12 \text{ MPa}$$

式中 W —抗扭截面系数，由表21-29的公式求得

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)}{2d} = \frac{\pi \times 25^3}{16} - \frac{10 \times 6(25-6)^2}{2 \times 25} = 2634 \text{ mm}^3$$

根据表21-25中公式有

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = \frac{155}{\frac{1.7}{0.92 \times 0.76} \times 12 + 0.1 \times 12} = 5.15$$

式中 K_τ —切应力的有效应力集中系数，由图21-

11按键查得 $K_\tau = 1.61$ ；按配合H7/n6查得 $K_\tau = 1.7$ ，此处取 $K_\tau = 1.7$

ε_τ —切应力尺寸系数，由图21-14查得 $\varepsilon_\tau = 0.76$

由表21-25中公式

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{1.51 \times 5.15}{\sqrt{1.51^2 + 5.15^2}} = 1.45$$

由表21-26的许用安全系数可知安全

根据静强度的安全系数判断：最大瞬时静载荷大小确定为额定载荷的两倍

。

按表21-25中的公式

$$S_{S\sigma} = \frac{\sigma_s}{\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{a\max}}{A}} = \frac{355}{\frac{1 \times 65393}{1100} + \frac{2 \times 156}{\frac{3.14}{4} \times 25^2}} = 5.92$$

$$S_{S\tau} = \frac{\tau_s}{\frac{T_{\max}}{W_T}} = \frac{207}{\frac{2 \times 9948}{2634}} = 5.52$$

$$S = \frac{S_{S\sigma} S_{S\tau}}{\sqrt{S_{S\sigma}^2 + S_{S\tau}^2}} = \frac{5.92 \times 5.52}{\sqrt{5.92^2 + 5.52^2}} = 4.03$$

通过表21-26的静强度计算安全系数判断，静强度不会出现问题。

4. 6. 标准件的选择及安装设计

4. 6. 1 气缸, 气缸选择的注意

气缸是一种圆筒形金属机件, 主要功能是引导活塞在其中进行作直线往复运动。在发动机气缸中, 工质膨胀将内能转化成机械能; 在压缩机气缸中, 气体通过压缩活塞而压力提高。气缸种类分为作往复摆动和往复直线运动。

选择注意:

- 1) 气缸冲击动作会有危险。设计时要考虑机械运动平稳性的调整, 防止出现人身伤害。
- 2) 当考虑到气缸可动部分危及人身安全时, 必须安装防护罩。
- 3) 气缸的连接部位和固定部位务必连接牢固
- 4) 当靠气缸的缓冲吸收冲击能量有困难时, 应在进入缓冲之前设置减速回路。
- 5) 对于使用气缸的夹紧机构, 为防止出现损伤, 应设置安全装置。
- 6) 对于气源、电源及液压源等控制的装置, 为防止出现动力源有关的伤害, 应设置对策防止造成人身和装置伤害。
- 7) 对于气缸是通过中泄式方向控制阀驱动的情况, 为防止手足等被夹注或机械装置被损伤, 必须设计相应回路, 防止被驱动物体急速伸出。

4. 6. 2. 气缸型号的选择及其外观尺寸

分析以上所选的切削用量, 当作确定动力滑台及夹具设计的参考, 确定进给力; 为设计出主轴及其它传动件的尺寸, 算出转矩; 为了确定主传动电机功率, 选择好切削功率。

气缸为MY1B32-600L-Z73, CXSM25-40-Y59A2, 气爪为MHZAJ2-16D-M9PV2, MRHQ25D-180S-M9NV2-M9N2, 电机为YS8012卧式

组成部件之间联系尺寸的确定

查SMC，得到下面的尺寸：

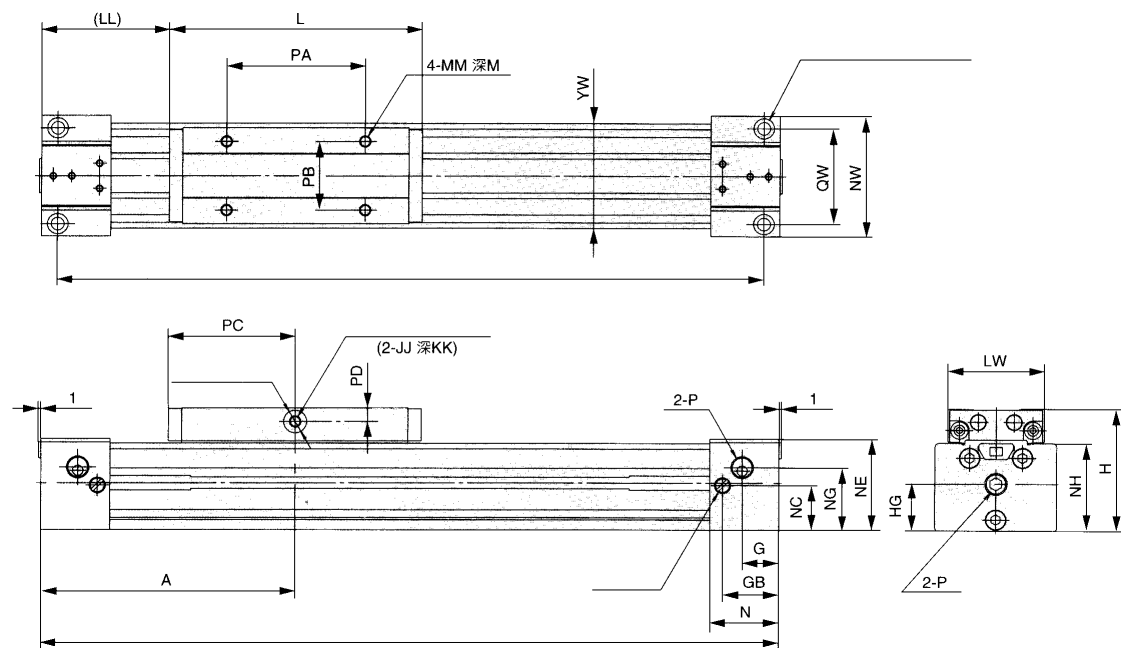


图7-1外观尺寸图

MY1B32-600L-

Z73型机械接合式无杆气缸的，是缸径为32mm，行程600mm，采用Z73的磁性开关的基本型气缸，其尺寸为：

表7-1

A	B	C	E	G	GB	H
140	11	6.6	2	19	30	68
HG	J	JJ	K	KK	L	LD
26	M8*1.25	M5*0.8	16	10	140	6.8
LL	LW	M	MM	N	NC	NE
70	52	12	M6*1	37	25	50
NG	NH	NW	P	PA	PB	PC
33	49	64	Rc1/8	80	35	70
PD	Q	QW	T	YW	Z	
10	264	51	10	55	280	

CXSM25-40-

Y59A2是缸径25mm，行程40mm，有2个Y59A的磁性开关的双联气缸，尺寸为：

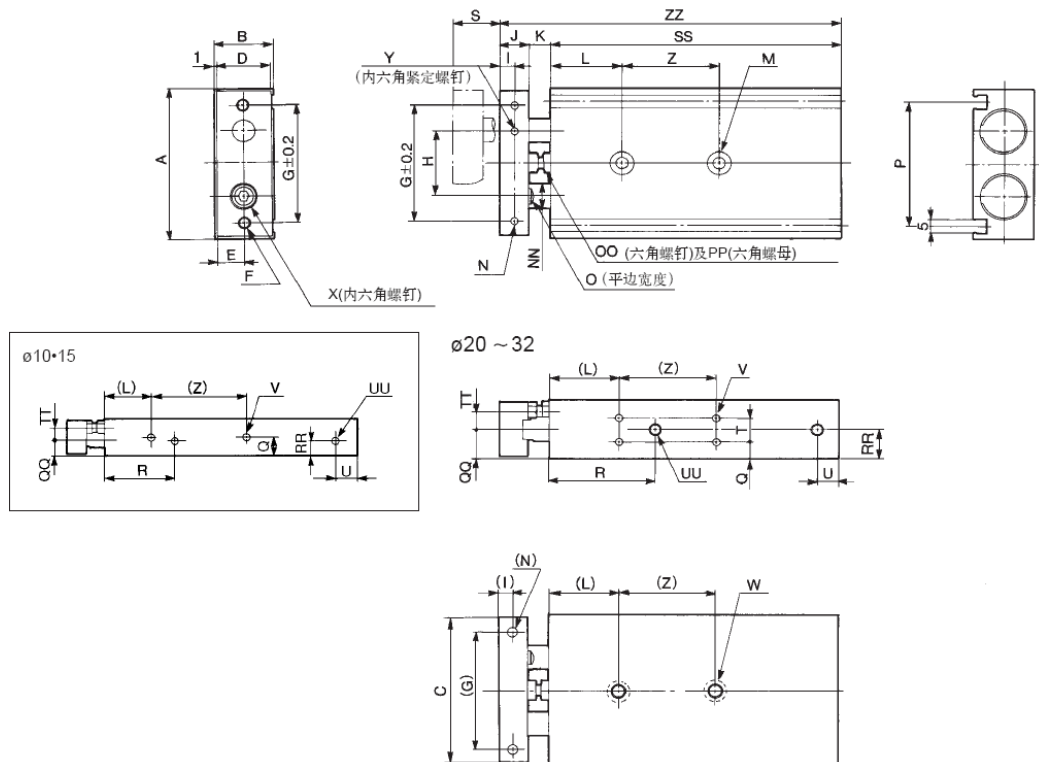


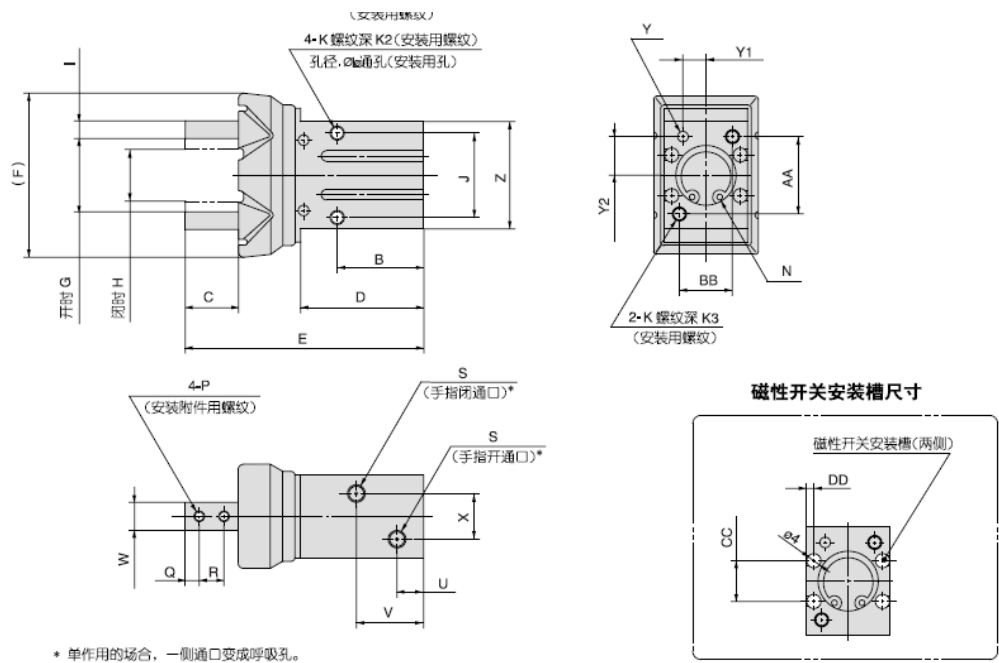
图7-2外观尺寸图

表7-2

A	B	C	D	E	F	G
80	30	78	28	14	2-M6	60
H	I	J	K	L	M	N
35	6	12	12	30	2-ø6.9	2-M5
NN	O	P	PP	Q	QQ	R
ø12	10	64	M6	8.5	15	46
RR	S	SS	T	TT	U	UU
15	40		13	9	9	4-1/8
V	W		Y	Z	ZZ	
8-M5	2-M8	M6	M6	M8	M8	

MHZAJ2-16D-

M9PV2是缸径为16mm，双动作平行开闭型气爪，1个M9PV磁性开关，尺寸为



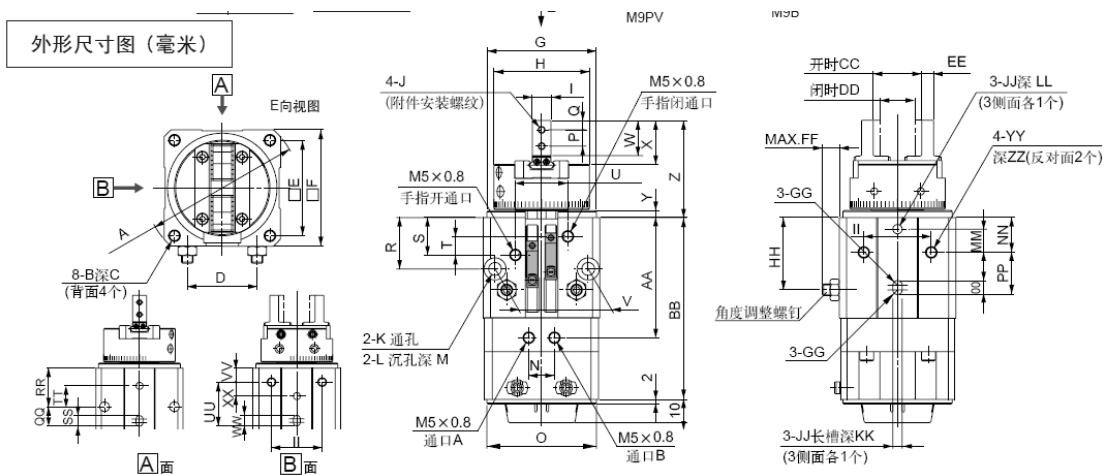
7-3外观尺寸图

表7-3

A	B	C	D	E	F	G
23.6-0.05	24.5	15	34.8	67.3	45	20
H	I	J	K	L	M	N
14.7	5	24	M4*0.7	4.3	35	ϕ 17H9
O	P	R	S	T	U	V
18.6	M4*0.7	7	M5*0.7	34.5	8.5	19
W	X	Y	Z	AA	BB	CC
8	13	ϕ 3H9	30.6	22	15	11.6

MRHQ25D-180S-M9NV2-

M9N2是缸径为25mm，双作用，摆动角度为180度的单叶片平行开闭型摆动气爪，导线长5m，气爪开闭用磁性开关M9NV，摆动检出用磁性开关M9N，其尺寸为：



7-3外观尺寸图

表7-3

A	B	C	D	E	F	G
ø93	M6	10	47	58	70	ø66h9
H	I	J	K	L	M	N
ø64	12	M5	8.5	14	4	12
O	P	R	S	T	U	V
ø50h9	12	6	27.5	11	24	54
W	X	Y	Z	AA	BB	CC
25	30.4	63	69	107	33.3	19.3
DD	EE	FF	GG	HH	II	JJ
19.3	10	14	R3	45	42	6H9
KK	LL	MM	NN	OO	PP	QQ
4	8	7	17	8	32	21.5
RR	SS	TT	UU	VV	WW	XX
27.5	8	17.5	32	17	8	-7

4.6.3电磁阀设计

1. 关于驱动执行元件

用阀驱动气缸等执行元件的场合，事先应采取措施，防止执行元件动作时发生危险。

2. 关于中间停止

气缸活塞的中间停止依靠三位中止式或中封式换向阀进行，因为空气的可压缩性，正确精密的位置停止的达到是很不容易的。

而且，也不能长时间保持在中间停止位置，因为缸和阀无法保证完全密封。

3. 阀集装时背压的结果

阀集装使用的场合，要注意背压造成执行元件的误动作。

4. 压力保持方面

不能用于保持压力容器内的压力等用途，因为阀不能保证完全密封。

5. 不能使用于紧急切断阀等上面

本样本上的阀，设计的目的不是为设计防止事故的紧急切断阀。

6. 确保维护点检的空间

7. 关于残压释放

应设计出释放残压的机能，为了维护点检的需要，。尤其是通过三位中封式或中止式气阀的场合，必须考虑到换向阀和气缸之间的残压能释放掉。

8. 有关真空压力下的操作

当阀用于真空切换时，要想办法阻止外部灰尘吸入通过吸盘及排气口。

4. 8气压传动特点

4. 7. 1 气压传动概述

气压传动系统的介质是来源丰富的空气，它，用后排到大气中的空气不会

对环境造成污染。这是使用气压传动系统经济实惠的主要因素之一。

气压传动的工作介质的粘度仅为油液的百分之一，因此流动阻力非常低，压力不会有大的损失，集中供气 and 远距离输送就很方便。

气压传动能较好地适应各种工作环境。

气压传动中气压信号限制在声速以内的传递速度，跟电子信号和液压信号相比慢很多，所以在要高速传递信号及控制非常很烦琐回路的场合，不太适用。

气压传动的自保持能力很好。

气压传动不太会发生过热现象，能保证系统安全工作在一定的超负载工况下运行的前提下。

气压传动系统适用的场合仅针对于小功率，且传动装置尺寸较液压系统大。

气压传动系统在排气时要加消音器，因为噪声大。

4.7.2 气压传动的优点

1) 气压传动系统的介质是来源丰富的空气，它，用后排到大气中的空气不会对环境造成污染。这是使用气压传动系统经济实惠的主要因素之一。

2) 气压传动的工作介质的粘度仅为油液的百分之一，因此流动阻力非常低，压力不会有大的损失，集中供气 and 远距离输送就很方便。

3) 与液压传动相比，气压传动动作迅速、反应快、维护简单、工作介质清洁，不存在介质变质等问题。

4) 气压传动能较好地适应各种工作环境。

5) 成本低, 过载能自动保护。

4.7.3 气压传动的缺点

1) 由于空气具有可压缩性, 因此工作速度稳定性稍差。

2) 因工作压力低(一般为0.3~1.0MPa), 又因结构尺寸不宜过大, 总输出力不宜大于10~40kN。

3) 气压传动系统在排气时要加消音器, 因为噪声大。

4) 气压传动中气压信号限制在声速以内的传递速度, 跟电子信号和液压信号相比慢很多, 所以在要高速传递信号及控制非常很烦琐回路的场合, 不太适用。

4.8 去毛刺机的特点

去毛刺机有如下优点:

一

去毛刺机是有通用零、部件组成, 故有重新改装的优越性, 其通用零、部件可多次重复利用。

二

因为工序固定, 可选用成熟的通用部件、精密夹具和自动工作循环来保证加工精度的一致性故精密度稳定。

三

由于去毛刺机大多数零、部件是同类的通用部件，这就简化了机床的维修和修理。

四 自动化程度高，劳动强度低，配置灵活等。

4.9 机床生产率计算

要计算机床的生产率并编制生产率计算卡，可以通过分析所选定的机床工作循环所要求的工作行程长度、切削用量及工进速度等。通过生产率能够推测机床的加工过程、完成每一动作所需的时间等。

1. 实际生产率 Q_1

是完成年生产纲领A（300000件）所需机床生产率。它取决于全年工时总数K，通常单班制生产K取2350小时，两班制生产K取4600小时，则 $Q_1 = A \div K$ (件/小时)

2. 理想生产率 Q

$$Q = 60 \div T_{\text{单}} \quad (\text{件/小时})$$

式中： $T_{\text{单}}$ — 生产一个零件要花费的时间（分），可由下式算出

$$T_{\text{单}} = T_{\text{正转}} + T_{\text{翻转}} + T_{\text{装卸}} + T_{\text{停}}$$

式中：

$$t_{\text{停}} \text{ — }$$

当加工时毛刷下降、关闭阀门所需要的时间，通常指在加工终了时无进给状态下旋转5~10转所需要的时间（分）；

$t_{\text{装卸}}$ —

工件装、卸时间，主要与工件重量、装卸方便与否及工人操作是否熟练有关。根据的统计，一般取10s。

当计算出的机床实际生产率与理想生产率的要求不符合，即 $Q_1 > Q$ ，就要重新设计方案。

3. 机床负荷率 $\eta_{\text{负}}$

当 $Q_1 < Q$ 时，二者的比值即为负荷率，根据使用经验，适宜的机床负荷率为 $\eta_{\text{负}}=0.75\sim 0.90$ ，自动线负荷率是 $0.6\sim 0.7$

4. 生产率计算卡

生产率计算卡是一简明表格，需按一定的格式要求编制，要能反映零件在机床上的加工过程、机床负荷率。

5. 计算

$$T_{\text{单}} = (10 + 1 + 6 + 6) \times 2 \div 60 = 0.767 \text{ min}$$

$$Q = 60 \div 0.767 = 78 \text{ 件/小时}$$

$$Q_1 = 300000 \div 4600 = 65.22 \text{ 件/小时}$$

因为 $Q_1 < Q$,

所以 $\eta_{\text{负}} = Q_1 \div Q$

$$= 65 \div 78$$

$$= 0.83$$

机器负荷率在 $0.8\sim 0.90$ 最合适，而通过计算得出的负荷率为0.83, 完全满足要求。

5. 夹具的设计

5.1 零件加工工序图

5.1.1 零件加工工序图的作用与内容

(1) 作用：通过工艺方案，反映去毛刺机的工艺，对组合机床的设计方案选择起重要作用。

(2) 内容：

①

被加工零件的形状尺寸以及与本工序机床设计有关部位结构形状和尺寸。

② 本工序所使用的定位基准、夹压部位及夹紧方向。

③ 本工序各种技术要求以及对上道工序的技术要求。

④被加工零件的名称、编号、材料、硬度以及加工部位的余量要标注好。

5.1.2 绘制零件加工工序图的规定及注意事项

规定：要用合适的比例，画出一定数量的视图；用粗实线绘制加工部位其余部为用细实线表示；用“V”表示定位基准，消除自由度数量通过下标数表明。

注意事项：

(1) 仔细考虑孔的加工余量，工件毛坯的要求。

(2) 当本工序有特殊要求时必须注明。

5.1.3 零件加工示意图

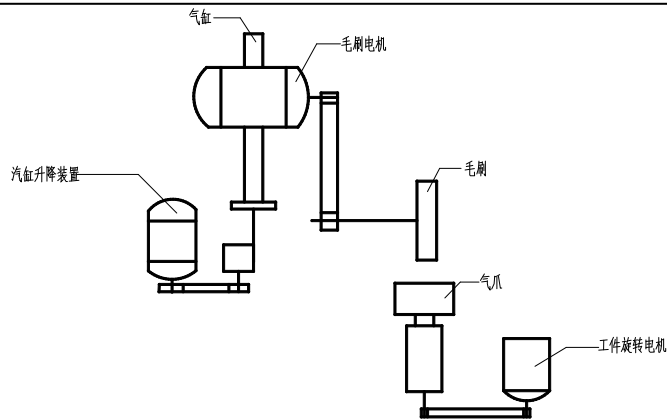


图3-1

1)

零件加工示意图的用处：表达工艺方案具体内容的机床工艺方案图。刀具、辅具、夹具、液压、电气系统以及选择动力部件、机床总联系尺寸图主要都是参考加工示意图来设计的；它是调整刀具和机床的必不可少的文件。

2) 零件加工示意图的注意事项

- (1) 用展开图表示加工示意图。
- (2) 工件和加工方位与机床布局必须符合。
- (3) 通常主轴的分布与真实距离关系不大，刀具画到终了位置。

5.2 对夹具体的要求

设计夹具时要注意要保证夹紧可靠和定位稳定。

- (1). 尽量增大主要支承面积；
- (2). 两个导向定位的支承应尽量远离；

- (3). 夹紧装置的设计则要求夹紧力足够和自锁性能好;
- (4). 夹具体和夹紧元件必须具备合适的刚度和强度;
- (5). 夹具结构一般采用快速夹紧, 联动夹紧或机械化传动装置, 用来减少装卸工件的时间, 提高效率。

5.3 夹具体的毛坯结构材料

设计夹具体的毛坯结构的过程中, 要综合考虑结构合理性, 经济性, 工艺性, 标准化的可能性, 还要特别注意工厂的具体条件。

毛坯的材料: HT200

铸造: HB170~220时进行时效处理

5.4 夹具元件的选择与设计

(1). 定位元件的选择

查《机床夹具设计手册》, 加工的是平面, 且定位基准为工件加工过的平面, 同时平面无法达到相应的平整度, 所以选支承板。支承板一般用2~3个M6~M12的螺钉紧固在夹具体上。在受力较大或支承板有移动趋势的时候将支承板嵌入夹具体槽内或增加圆锥销。另外定位销也要被选择用来定位。

(2). 夹紧元件的选择

选择接受原始作用力的元件作为夹紧元件, 使用手柄、螺母及连接气缸活塞杆的元件, 还要使用螺钉、压板。

5.5 专用夹具的设计步骤

- (1) 夹具结构方案的设计
- (2) 工件定位方案的设计

在符合定位原理的前提下定位夹具中的工件, 合理设置定位元件, 进行定位误差的分析计算, 定位误差应小于工序公差的 $\frac{1}{3}$

(3) 确定刀具的对刀或者引导方式。; , 根据加工表面的具体情况来确定

(4) 工件夹紧方案的设计

在符合夹紧原则的前提下, 确定夹紧力的作用点和方向。

(5) 夹紧其他组成部分的结构形式的设计

(6) 夹具体形式和夹具总体结构的设计

5. 6 绘制夹具总装配图

国家制图标准绘制夹具总装配图。比例尽量使用1:1, 直观性好。工件过大时可用1:2或1:5的比例; 过小时可用2:1的比例。主视图尽量选择与操作者面对的工作位置。

5. 7 夹具总装配图上个部分尺寸和技术要求的标注

- (1) 夹具外形轮廓尺寸
- (2) 定位元件与工件间的关系尺寸
- (3) 刀具与夹具的关系尺寸
- (4) 机床与夹具连接部分的尺寸。
- (5) 其他装配尺寸。
- (6) 绘制夹具零件图

绘制总装配图的顺序与拆绘夹具零件图的顺序一样, 关键是画夹具上专用

零件的工作图。

6. 结论

从上述章节的分析计算中,可以看到去毛刺机在理论上是可行的。本着学习提高的态度研究这方面的内容,为自己的专业知识进行提高和巩固。

在设计去毛刺机的过程,本人发现了机器的夹具气爪难以通气,设计在轴中间开孔并接上旋转接头,就解决了这个问题。

毕业设计已经结束,通过这次毕业设计我提高了分析问题、解决问题及实际动手的能力,更重要的是此次毕业设计使我把理论与实践有机的结合在一起。它是使我从学生过渡到社会的毕业设计。总之,毕业设计是对我四年来知识的最好考验。

在毕业设计过程中,指导老师耐心细致的指导、讲解,不厌其烦。为此,谨向老师致感谢!

在此请众老师和同学多多指正批评!

致谢

本人开始研究此机器时，倍觉得此方面的知识太少，以至无法下手。时间在无奈之中流逝。指导我的公司吴兴行工程师，耐心的指导我。在复杂的计算的过程中，当自己无法理解其中的原理时，吴师傅又循循善导。才使我有更深的理解。在绘图的过程中，吴师傅又不辞劳苦的给我指出好多错误让我在绘图方面有了很大的提高，在此表达我衷心的感谢。无论是在论文的选题还是定稿、研究的方法以及本文的撰写都得到王老师的严格要求和精心指导，吴师傅花费了大量的精力，在各个环节中给了我许多宝贵的意见。在几个月的论文设计中，吴师傅严谨的学术作风、治学态度，严实的工作作风，以及平易近人的师长风范给我造就了良好的设计环境。吴师傅不仅关心我的设计，还在生活上给了我无微不至的关怀，这些都是我不断前进的动力，必将对我今后的学习和生活受益匪浅，我将终生学习和铭记。在此，谨向吴师傅的培育之恩表示最深的谢意！回到学校后指导教师冯景华在论文书写，计算等做了具体指导。

再次感谢我公司吴兴行工程师、学校冯景华老师对我的厚爱！

参考文献

- [1] 《机械零件》 许镇宇主编 高等教育出版社
- [2] 《机械制造工艺学》 北京 宾鸿赞, 曾庆福主编 机械工业出版社
- [3] 《机械工程材料学》 北京 朱荆璞, 张德惠主编 机械工业出版社
- [4] 《机械加工工艺手册》 北京大学 吴少农主编 机械工业出版社出版
- [5] 《组合夹具组装技术手册》 李增志, 李文国, 张慧敏主编
中国航空工业总公司第二零一研究所出版社
- [6] 《机械加工工艺基础》 北京理工大学 李绍明主编
北京理工大学出版社
- [7] 《金属切削原理》 北京大学 陈日耀主编 机械工业出版社
- [8] 《机械制造工艺设计简明手册》 哈尔滨工业大学 李益民主编
机械工业出版社
- [9] 《机械制造工艺学课程设计指导书》 哈尔滨工业大学 赵家齐主编
机械工业出版社
- [10] 《机床夹具设计》 李庆寿主编 机械工业出版社
- [11] 《金属切削用量专用设计手册》 米洁, 腾启主编
现代制造工程出版社出版
- [12] 《组合机床设计》第一册, 机械部分 大连组合机床研究所编
机械工业出版社
- [13] 《常用机械基础标准手册》 潍坊柴油机有限责任公司编
山东省内燃机专业标准化技术委员会