

带锯条空气静压导向装置的设计计算

王 华 滨

(东北林业大学)

摘 要

文章在空气静压导向装置理论分析的基础上,提出设计计算方法,包括导向块结构尺寸、压缩空气气流消耗量、导向块气膜承载能力和刚度、进气孔直径的计算等。文章给出空气静压导向装置计算实例,为结构设计提供设计数据。

前文关于空气静压导向装置的理论分析,为设计具有一定流量、一定刚度和承载能力的导向装置提供了可靠的基础。所有设计都必须首先探讨设想是否切实可行。因此,设计空气静压导向装置时,同样应力求依据已知条件通过方案选择、设计和计算,探索并寻求出达到所要求工作性能的方法和途径。带锯条空气静压导向装置设计的已知条件应含:

①可供气源的压力和流量;

②允许的导向块直径和可能的设计范围空间;

③可能达到的加工质量,如两平行平面的平面度,两平行平面之间最小间隙,进气孔直径等皆决定于加工精度和气源过滤质量。

所以在设计空气静压导向装置之初,必须对导向块尺寸和形状,导向间隙、承载能力、刚度和气体消耗量等作出近似而有用的初步估算;然后通过探讨设计方案选用进气方式,研究进气孔喷口尺寸变化及其配置对导向装置性能的影响。

为说明该设计过程,结合带锯条空气静压导向装置设计计算示例如下。例如,在带锯条切削边设置上、下两对导向块,导向块与张紧锯条平面之间气膜压力 P_a 在10—30牛/厘米²(1~3公斤·力/厘米²);张紧锯条可以承受最大横向载荷200牛(20公斤·力)。由一台2V—0.3/7型空气压缩机供给压缩空气,可供气压力(表压力)为70牛/厘米²(7公斤·力/厘米²),空气流量为0.3立方米/分,设计计算步骤如下。

1)确定导向块尺寸

初步确定导向块结构中心进气孔浅气腔式,计算有效承载面积。

设导向块外缘半径 $r_b = 2.5$ 厘米;气腔半径 $r_a = 0.75$ 厘米。圆形导向块有效承载面积 A_e 为:

$$A_e = \frac{\pi(r_b^2 - r_a^2)}{2\ln\left(\frac{r_b}{r_a}\right)} \quad (18)$$

代入上述各参数,得 $A_e = 7.42$ 厘米²。

2)计算空气静压导向装置的气流消耗量
带锯条导向装置由上、下各一对导向块组成,计四个单导向块。试验中预计用一台流量为0.3立方米/分的空气压缩机供气,每

编者注:本文为“带锯条空气静压导向装置的理论分析”(本刊Vol 2, 1: 29—36)的续篇,文中公式的序号,亦与上文衔接。

个导向块气体流量为:

$$Q_{\text{供}} = \frac{0.3}{4} = 0.075 \text{ 立方米/分}$$

即每个导向块实际空气需要量必须限制在0.075立方米/分以内。

根据初定导向块结构和工艺条件,实际需要空气流量计算如下。

表压力为70牛/厘米²(7公斤·力/厘米²)即 $P_0 - P_a = 70 \text{ 牛/厘米}^2 = 7 \times 10^5 \text{ 牛/米}^2$, P_a 为周围大气压力,取 $P_a = 1 \times 10^5 \text{ 牛/米}^2$, P_d 为导向块喷口喉部压力,设 $P_d = P_0$, 即 $P_d = 8 \times 10^5 \text{ 牛/米}^2$ 。

μ 为空气粘度,决定于温度,在20℃时, $\mu = 1.85 \times 10^{-5} \text{ 牛} \cdot \text{秒/米}^2$ 。

R 为空气气体常数, $R = 287.14 \text{ 米}^2 \cdot \text{秒}^{-2} \cdot \text{开}^{-1}$ 。

T 为绝对温度, $T = 273 + 20^\circ\text{C} = 293 \text{ 开}$ 。

导向装置两平行平面之间间隙 h 值初定为0.002~0.005厘米。

将上列各值代入公式(10),得流导向块气腔的质量通量为:

$$m_1 = \frac{\pi \left(\frac{h}{100} \right)^3 [(8 \times 10^5)^2 - (1 \times 10^5)^2]}{(12)(1.85 \times 10^{-5})(287.14)(293)} \times \frac{1}{\ln \left(\frac{2.5}{0.75} \right)} = 88015.56 h^3$$

将间隙 h 值由

0.002~0.005厘米列表计算如下:

间隙 h 值 (厘米)	质量通量 m_1 (公斤/秒)	m_1 (公斤/分)	体积通量 Q_1 (立方米/分)
0.002	0.00070	0.0420	0.0177
0.003	0.00238	0.1428	0.0602
0.004	0.00563	0.3378	0.1425
0.005	0.01100	0.6600	0.2784

通过两平行平面之间间隙流出气腔的气流体积通量,即流量为:

$$Q_1 = \frac{m_1}{\rho} \quad (19)$$

式中: ρ 气体密度,决定于温度和压力。导向块与张紧锯条平面之间气膜压力要求在10

—30牛/厘米²之间,设取为20牛/厘米²,即 P 等于 $20 \times 10^5 \text{ 牛/米}^2$,在29℃条件下按公式(8),可得:

$$\rho = \frac{2 \times 10^5}{(287.14)(293)} = 2.37 \text{ 公斤/米}^3$$

按公式(19)计算得体积通量 Q_1 值列于上表。由上式计算结果可见,为使计算的空气流量限制在0.075米³/分以内,可以取间隙 h 值为0.003厘米。

3)空气静压导向装置最大承载能力和刚度的计算

空气静压轴承与现有其他类型轴承相比,其缺点是承载能力和刚度偏低,不宜在重载荷下使用。因此确定气膜可能达到的承载能力和刚度,是一项重要的计算。将空气静压轴承原理引用于带锯条上,作导向装置,在导向块与锯条平面之间同样需要保持具有足够刚度的气膜。因为在带锯条两侧面上加足够刚度的气膜,相当于在锯条上加上弹性阻尼体、阻抑或衰减带锯条由于锯割木材时横向载荷(外干扰力)所产生的振动。这是带锯条空气静压导向装置比现有木块缝隙式导向装置优越之处。木块缝隙式导向装置所调整的间隙为0.1~0.6毫米,只起限制锯条摆动范围的作用,并不能约束、阻抑或衰减锯条的振动。

为简化计算,将进气口压力 P_0 和环境大气压力 P_a 都视为常数,因此计算导向装置刚度和承载能力时只是计算进气孔喷口喉部或承压区静压力 P_d 值的分布。

应该说明,按可压缩气体—空气计算导向块与锯条平面之间的压力分布是很烦琐的。Powell j. w.认为,在计算空气静压止推轴承承载能力和刚度中,气体可压缩性对间隙中压力分布的影响很小,故可以不考虑⁽²⁾。因此由前文公式(7)直接进行积分,当由 $r = r_a$, $P = P_d$ 至半径 r 上积分,得:

$$P_d - P = - \frac{6\mu m_1}{\pi \rho h^3} \ln \left(\frac{r}{r_a} \right) \quad (20)$$

当由 $r = r_a$, $p = p_d$ 至 $r = r_b$ 和 $p = p_a$ 时积分,得:

$$p_d - p_s = -\frac{6\mu m_1}{\pi \rho h^3} \ln\left(\frac{r_b}{r_s}\right) \quad (21)$$

由此得压力分布如图所示,为:

$$\frac{p_d - p}{p_d - p_s} = \frac{\ln\left(\frac{r}{r_s}\right)}{\ln\left(\frac{r_b}{r_s}\right)} \quad (22)$$

$$\text{即: } p = p_d - \frac{(p_d - p_s) \ln\left(\frac{r}{r_s}\right)}{\ln\left(\frac{r_b}{r_s}\right)} \quad (23)$$

对该压力分布区域进行积分,可求出承载能力:

$$F = \pi r_s^2 p_d + \int_{r_s}^{r_b} 2\pi r p dr - \pi r_b^2 p_s \quad (24)$$

将公式(23) p 值代入公式(24),积分并化简,得:

$$F = (p_d - p_s) \frac{\pi(r_b^2 - r_s^2)}{2 \ln\left(\frac{r_b}{r_s}\right)} = (p_d - p_s) A_e \quad (25)$$

这表示导向装置承载能力等于表压力与导向块有效承载面积之积。

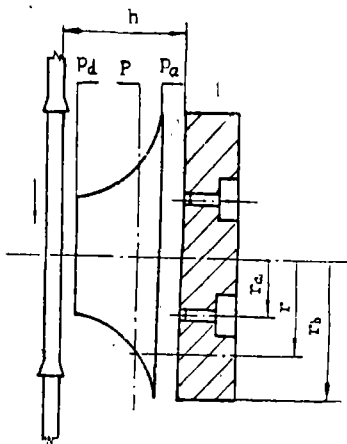


图1 空气静压导向块压力分布图

由于承载能力 F 在空气静压轴承间隙 h 值不同的条件下是不同的。Powell j.w. 研究证明,当间隙 $h = 1 \times 10^{-3}$ 英寸(为0.0254毫米)时,承载能力曲线斜率最大的点为0.69⁽³⁾,即在该条件下最大承载能力为:

$$F = \frac{k_s(P_0 - P_s) \pi(r_b^2 - r_s^2)}{2 \ln\left(\frac{r_b}{r_s}\right)} \quad (\text{设 } p_d = p_0) \quad (26)$$

式中: k_s —刚度系数, $k_s = \frac{p_d - p_s}{p_0 - p_s}$ 或称表压

比, $k_{s,max} = 0.69$

空气静压轴承最大点的斜率为最大刚度;当间隙 h 值为其他值时,可按下式换算:

$$\frac{dk_s}{dn} = \frac{0.98}{h}$$

由此,空气静压导向装置最大刚度为:

$$K = \frac{dF}{dh} = \frac{0.98(p_0 - p_s) \pi(r_b^2 - r_s^2)}{2h \ln\left(\frac{r_b}{r_s}\right)} \quad (28)$$

将例中有关数值代入公式(26),可计算承载能力得:

$$F = \frac{(0.69)(7 \times 10^5)(\pi)}{2 \ln\left(\frac{2.5}{0.75}\right)} \times (2.5^2 - 0.75^2) \left(\frac{1}{100}\right)^2 = 358 \text{ 牛}$$

4) 确定带锯条成对导向块的组合承载能力和刚度

为保证空气静压导向装置对锯条振动的阻抑和衰减,并保持锯条在张紧平面上精确和刚性定位,需要使用成对设置的导向块,对带锯条施加阻尼和导向。成对导向块加到锯条上的承载能力 F 为该点刚度不变条件下单个导向块的两倍。当承载能力相等、加载相对作用时,按 Powell j.w. 研究,成对设置空气静压轴承的最大承载能力比单个支承块设计承载能力高25%⁽⁴⁾。由此空气静压支承块的承载能力为:

$$F_i = 1.25 \frac{F}{2} \quad (29)$$

在空气静压导向装置中,每个导向块承载能力由此可以计算为:

$$F_i = 1.25 \frac{358}{2} = 224 \text{ 牛}.$$

由此可见, 导向块气膜承载能力能够克服带锯条最大横向载荷 20 公斤·力 (= 196 牛)。

两个对称导向块组合轴向刚度按下式计算:

$$K = 1.44 \frac{F}{h} \quad (30)$$

在该例中计算得:

$$K = 1.44 \frac{358}{0.003} = 171840 \text{ 牛/厘米}$$

5) 角刚度的计算

角刚度也可称为倾斜刚度, 它是导向块 (或支承块) 相对于锯条平面抵抗倾斜或偏转的刚度。这种刚度对于柔性安装和需要具备一定自对准能力的导向装置, 是特别需要的。因此除计算导向块组合轴向刚度外, 还需要计算角刚度。角刚度 K_λ 与线性轴向刚度 K 的关系⁽⁵⁾为:

$$K_\lambda = \frac{K(r_b + r_s)^2}{8} \quad (31)$$

在该例中, 角刚度由上式可计算得:

$$K_\lambda = 171840 \frac{(2.5 + 0.75)^2}{8} = 226883 \text{ 牛/厘米}$$

由上式可见, 采用较大直径的导向块, 或气腔直径较大而较浅, 是有利于提高导向块气膜角刚度的。

6) 计算进气孔直径

为保证进气孔不产生节流或阻塞现象, 进气孔面积可按公式 (17) 计算求得。式中各参数确定如下:

$F_{(r,k)}$ 压力比函数, 无量纲, Powell j.

W. 证明, 在空气 $r = 1.41$ 条件下, 当 $\frac{P_d}{P_o}$ 接近或小于 0.53 以后, $F_{(r,k)}$ 均等于 0.41。这可能是在这时导向块进气孔喷口喉部气流接近或达到声速, 若继续提高供气压力 P_o , 并不能使喷口喉部压力 P_d 提高, 在气流阻塞条件下只能增加气流进气孔喷口上游的压力损失。

C_D —流量系数, 也决定于 $\frac{P_d}{P_o}$ 比值。在

$\frac{P_d}{P_o}$ 小于 0.7 时, $C_D = 0.8$, 为恒定值; 当

$\frac{P_d}{P_o}$ 大于 0.7 时, C_D 值急剧减小。一般可取

$C_D = 0.8$ 。

ρ_o —在导向块喷口喉部压力 P_d 、温度 20℃ 条件下空气密度, 可由下式计算求得:

$$\rho_o = \frac{P_d}{RT}$$

压力 P_d 取等于 P_o , 为 8×10^5 牛/米²;

$$\text{即: } \rho_o = \frac{8 \times 10^5}{(287.14)(293)} = 9.5 \text{ 公斤/米}^3$$

a_o —在供气条件下可达到的声速, 由公式 (14) 取气流均方根速度为:

$$a_o = \sqrt{3RT} = \sqrt{(3)(287.14)(293)} = 502.4 \text{ 米/秒}$$

将上述各参数值代入公式 (17), 可求得进气孔面积为:

$$A = \frac{\pi \left(\frac{0.003}{100} \right)^3 \left[(8 \times 10^5)^2 - (1 \times 10^5)^2 \right]}{(12) \sqrt{2} (1.85 \times 10^{-5}) (287.14)} \times \frac{1}{(293)(502.4)(0.8)(9.5)(0.41) \ln \left(\frac{2.5}{0.75} \right)} = 1.73 \times 10^{-6} \text{ 米}^2$$

$$d = Z \sqrt{\frac{1.073 \times 10^{-6}}{\pi}} = 0.001168 \text{ 米} = 1.168 \text{ 毫米}$$

采用圆环槽形气腔、多喷口结构, 每个进气孔喷口直径 d_n 可按下式计算:

$$d_n = d \frac{2}{\sqrt{n}}$$

式中: n —进气孔喷口数, 一般取 8~16 之间。在该例中设取 12 个, 所以 d_n 为:

$$d_n = 1.17 \frac{2}{\sqrt{12}} = 0.67 \text{ 毫米,}$$

取 $d_a = 0.5$ 毫米。

气腔深度, 为避免气腔容积效应, 最小有效气腔深度可按下式计算:

$$\delta = \frac{d}{4}$$

式中: δ —气腔深度。

所以: $\delta = \frac{1.17}{4}$, 取 δ 为0.3毫米。

由以上设计计算, 可得导向块参数如下:

导向块直径50毫米;

导向块中心气腔直径15毫米; 气腔深度0.3毫米;

导向块与锯条张紧平面之间设计间隙为0.03毫米;

环形进气孔喷口直径0.5毫米, 喷口数12; 导向块最大承载能力为224牛;

导向块组合轴向刚度为171840牛/厘米;

导向装置实际需要压缩空气量为0.24立方米/分。

可见, 上述计算结果完全可以满足设计要求。

关于带锯条空气静压导向装置的试验测试方法和效果, 请参见凌克臣硕士学位论文:〈带锯条导向装置对锯条稳定性影响的试验研究〉(东北林业大学学报1985, Vol. 13, No3), 本文就不另讨论了。

参考文献

- [1] Stansfield F.M., 1978, 静压支承在机床上的应用, 机械工业出版社, P22.
- [2] [3]、[4]、[6] Powell J. W., 1978, 空气静压轴承设计, 国防工业出版社 P39; P41; P96~97; P31.
- [5] Kilmister G.T.F., 1971, A Self-Compensating flow restrictor for externally-pressurized Bearing, Gas Bearing Symposium, paper 17.

The Design Calculation Methods for Aerostatic Guide of Band-Sawblade.

Wang Huabin

(Northeast Forestry University)

Abstract

On the basis of theoretical analysis, this paper introduces design calculation methods for aerostatic guide, including guide-block dimension, compressed-air flow expenditure, guide-block air-film bearing capacity and its rigidity, and air entrance diameter. A calculation example has been given. The design data for construction is also provided.