

文章编号: 1005-8893 (2005) 04-0027-03

气垫带式输送机气垫参数分布规律

庞明军¹, 张锁龙¹, 倪新跃², 宋瑞宏¹, 郑晓林¹

(1. 江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016; 2. 江苏江达输送机械有限公司, 江苏 吴江 215217)

摘要: 给出不同盘槽位置角气垫压力的计算公式, 通过实例计算, 用图形表示气垫压力的分布规律, 使之一目了然。给出两种气垫厚度的分布公式, 作出图形, 将其与文献给出的实验结果相对比, 说明由能量守恒定理得到的气垫厚度分布规律是正确的, 由此得出: 气垫厚度对称分布, 在中间位置处气垫厚度达到最大值, 向两边逐渐减小, 最大厚度约为最小厚度的 6.4 倍。

关键词: 气垫输送机; 气垫参数; 分布规律

中图分类号: TS 203

文献标识码: B

气垫带式输送机与通用带式输送机及托辊压带式输送机相比, 具有运行平稳可靠、运行阻力小、能耗低、承载面积大、易于实现密闭输送、粉尘污染小等优点。近年来, 槽形气垫带式输送机在国内得到快速的发展, 已被广泛应用于煤炭、化工、粮食、港口等输送各种散状物料^[1]。气垫带式输送机是以气垫代替传统的托辊, 形成非接触连续支承, 因此稳定可靠的气垫形成是气垫带式输送机正确设计和可靠运行的关键因素。

1 气垫带式输送机简介

气垫带式输送机可分为全气垫式与半气垫式输送机两种。图 1 给出半气垫式输送机结构示意图, 其工作原理是: 风机将一定压力空气送入气室, 空气经盘槽上的气孔逸出, 在输送带与盘槽之间, 气

垫将物料和输送带一同浮起, 把相隔一定距离的托辊支承变为连续的气垫支承, 使输送带对托辊的滚动摩擦变为输送带与空气的流体摩擦。

2 气垫参数分析

气垫参数涉及到气垫压力、厚度、气体流速和气体流量等。因这些参数相互关联, 故只选气垫压力和厚度作为研究对象。

2.1 气垫压力理论分布情况

气垫流场压力是指盘槽与输送带之间空气层的压力, 它是由输送带自重产生的压力 (P_I)、输送物料产生的压力 (P_{II}) 和输送带弯曲成盘槽形状所需的附加弯曲压力 (P_{III}) 3 部分组成。

以图 2 坐标为基准任意盘槽位置角的气垫压力 P_θ 表示如下:

$$P_\theta = P_I + P_{II} + P_{III} \quad (1)$$

其中 P_I , P_{II} , P_{III} 又可以分别写成^[2~5]:

$$P_I = G_{BM} (2\cos\theta - \cos\phi) / B \quad (2)$$

$$P_{II} =$$

$$\rho g \left\{ \cos\theta - \cos\phi - \frac{\sin\phi}{\sin\alpha} \cos\alpha + \frac{\sin\phi}{\sin\alpha} \cos \left[\arcsin \left(\frac{\sin\alpha}{\sin\phi} \sin\theta \right) \right] \right\} \quad (3)$$

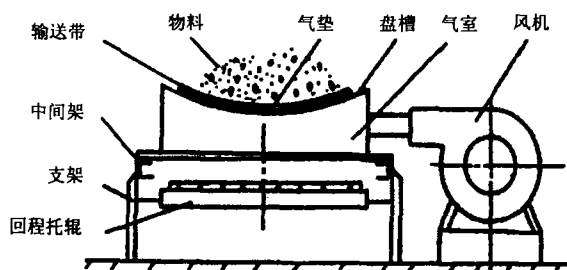


图 1 半气垫带式输送机结构示意图

Fig. 1 The sketch of half aircushion belt conveyor

收稿日期: 2005-09-14

作者简介: 庞明军 (1976-), 男, 山西大同人, 硕士, 讲师。

$$P_{\text{II}} = \frac{(1 - \cos\theta) \theta EI}{2 \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \right]} \quad (4)$$

式中: EI —输送带横向刚度, $\text{N} \cdot \text{m}^2$; B —输送带宽度, mm ; θ —盘槽位置角 (气垫位置角), rad ; G_{BM} —单位长度输送带的质量, N/m ; ρ —输送物料的密度, kg/m^3 ; g —重力加速度, m/s^2 ; ϕ —最大盘槽位置角, rad ; α —物料动堆积角, rad ; r —盘槽半径, mm 。

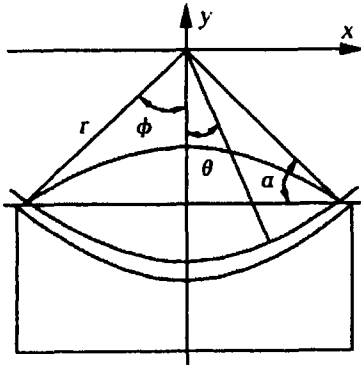


图 2 气垫带式输送机横截面示意图

Fig. 2 The cross section of air cushion belt conveyor

以带宽 800 mm、单位长度输送带质量 10.81 N/m、输送物料密度 800 kg/m^3 、动堆积角 15°、最大盘槽位置角 35°、盘槽半径 500 mm, 空气黏度 $1.7894 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$ 为例来计算 (以下公式简化皆以此为依据)。因为输送带的刚度很小, 故输送带弯曲成盘槽形状所需的 P_{II} 的影响可以忽略不计。将所给数据代入上面的公式, 气垫压力公式化简为:

$$P_0 = 4108 \cos\theta + 8800 \cos [\arcsin (0.45 \sin\theta)] - 11446 \quad (5)$$

以 0.57° 为间距, 在 $[-35^\circ \sim 35^\circ]$ 区间内, 共取 123 个点作气垫压力沿盘槽位置角的分布图, 如图 3 所示。图 4 给出以带宽 1200 mm, 带长

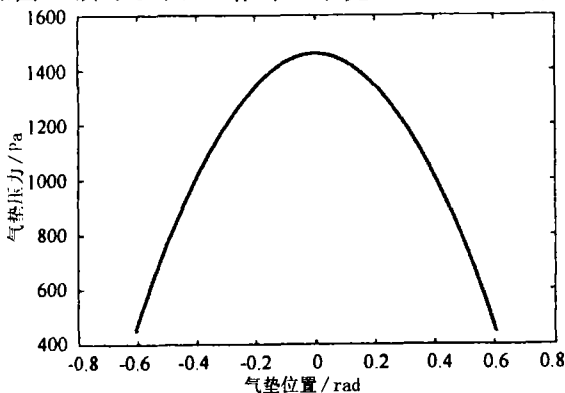


图 3 气垫压力理论分布图

Fig. 3 Theoretic distribution of air-cushion pressure

25 m, 单位长度带重 21.56 N/m, 物料松散密度 1000 kg/m^3 , 圆弧形盘槽槽角 38°、半径 905 mm 的理论计算值与载有物料段的实测压力值^[6], 可以看出两者基本相近。

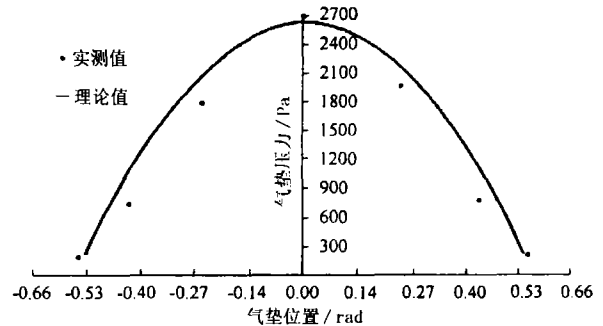


图 4 气垫压力分布图

Fig. 4 Distribution of air-cushion pressure

2.2 气垫厚度理论分布

当仅在盘槽中部开孔, 忽略沿输送带运行方向影响, 同时因为气垫的压力很小, 流速不高, 把气垫内的气体看作为不可压缩流体, 在这些假设下, 文献 [2] 由不可压缩粘性流体的运动微分方程推出任意位置处气垫厚度 S_0 的计算公式:

$$S_0 = \left[\frac{6\mu Q}{\left(\frac{4G_{\text{BM}}}{B^2} + \rho g \right) \sin\theta + \frac{\rho g \sin\alpha \sin 2\theta}{2 \sin\phi \sqrt{1 - \left(\frac{\sin\alpha}{\sin\phi} \sin\theta \right)^2}}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

为了与图 2 坐标系一致, 保证气垫厚度为正值, 式 (6) 的分母取了绝对值, 代入前面给的数据, 计算出输送带每米长度所需空气流量大约为 0.024 m^3/s , 式 (6) 可化简为:

$$S_0 = \left[\frac{0.000258}{8.040 \sin\theta + \frac{1800 \sin 2\theta}{\sqrt{1 - (0.45 \sin\theta)^2}}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

图 5 给出公式 (7) 的分布曲线, 从图中可以看出, 在 $[-0.1 \sim 0.1]$ 区间内, 气垫厚度变化非常剧烈, 气垫厚度分布曲线几乎与纵轴相平行; 在中心位置处, 气垫厚度趋于无穷大; 在 $[-0.1 \sim 0.1]$ 区间外气垫厚度变化非常平缓, 分布曲线与横轴几乎平行, 这与事实不相符。

在此同样假设只在盘槽中部开孔, 忽略沿输送带运行方向影响, 并且忽略流体阻力和其它泄漏的影响, 根据能量守恒定理, 给出下式:

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho_1 v_0^2 = P_0 + \frac{1}{2} \rho_1 v_0^2 \quad (8)$$

式中: P_θ —沿盘槽任意位置角气垫压力, Pa; ρ_1 —空气密度, 1.25 kg/m^3 ; P_0 —气垫出口处压力, Pa; v_0 —气垫出口处气流速度, m/s; v_θ —沿盘槽任意位置角气流速度, m/s.

其中: $v_\theta = Q_\theta / S_\theta$, $v_0 = Q_0 / S_0$, $Q_\theta = Q_0$.

式中: Q_0 —气垫出口处的流量, m^3/s ; Q_θ —沿盘槽任意位置角的流量, m^3/s ; S_0 —气垫入口处的厚度, mm.

代入 (8) 式化简得:

$$S_\theta = \frac{S_0}{\sqrt{1 - 2P_\theta/\rho_1 v_0^2}} + C \quad (9)$$

式中 C 为修正系数。设计时取 S_0 为 0.5 mm , 经计算输送带每米长度所需空气流量大约为 $0.024 \text{ m}^3/\text{s}$, 将式 (5) 代入 (9) 化简得:

$$S_\theta = -0.0895 +$$

$$\left(\frac{0.5}{\sqrt{1 - 2.74 (\cos\theta + 2.1 \cos [\arcsin (0.45 \sin\theta)] - 2.79)}} \right) \quad (10)$$

式 (10) 的图形见图 6。从中可以看出, 气垫厚度左右对称分布, 中间位置处气垫厚度达到最大值, 向两边逐渐减小, 最大厚度为最小厚度的 6.4 倍。这与文献 [7] 由实测得到的结果基本一致。

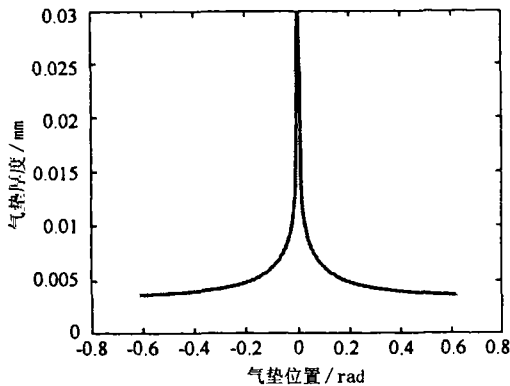


图 5 由式 (7) 得到气垫厚度分布图

Fig. 5 Air-cushion thickness distribution deriving from formula 7

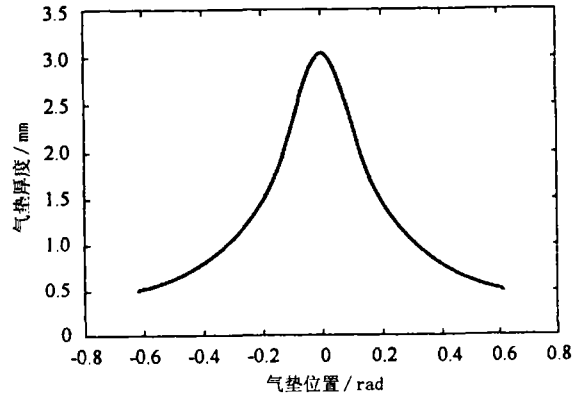


图 6 由式 (10) 得到气垫厚度分布图

Fig. 6 Air-cushion thickness distribution deriving from formula 10

3 结论

①经实例验证的气垫压力分布规律与文献提供的实验结果基本一致, 说明该规律符合实际, 可以作为气垫带式输送机风机压力设计的依据; ②由能量守恒定理得到的气垫厚度分布规律, 经对比验证符合客观事实, 也可作为设计研究的科学依据。

参考文献:

- [1] 宋伟刚, 彭兆行. 气垫带式输送机的设计与计算 (I) [J]. 矿山机械, 1994, (6): 12-15.
- [2] 宋伟刚, 彭兆行. 气垫带式输送机的设计与计算 (III) [J]. 矿山机械, 1994, (8): 42-47.
- [3] 韩刚, 曾晨, 孟文俊, 等. 气垫带式输送机供风系统主参数的计算 [J]. 矿山机械, 1999, (5): 42-44.
- [4] 沈越, 宋伟刚. 气垫带式输送机基本参数的分析 [J]. 沈阳大学学报 (自然科学版), 1998, (2): 11-18.
- [5] 黄岩. 气垫带式输送机气垫压力的计算 [J]. 煤矿机械, 1997, (5): 9-11.
- [6] 张亮有, 王宪明. 气垫带式输送机气垫压力理论及实验研究 [J]. 太原重型机械学院学报, 1996, 17 (4): 334-338.
- [7] 李森林, 章建真. 气垫带式输送机气膜厚度分析 [J]. 矿山机械, 1995, (10): 19-21.

Distributing Law of Air Cushion Parameter in Air Cushion Belt Conveyor

PANG Ming-jun¹, ZHANG Suo-long¹, NI Xin-yue², SONG Rui-hong¹, ZHENG Xiao-lin¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China)

Abstract: A calculating formula of air-cushion pressure is introduced. The air-cushion pressure distributing law is clearly showed by the graph from a real example. Tow distributing laws of air-cushion thickness are presented. Comparing with data from other articles, the calculating formula deriving from law of conversion of energy is correct. It is showed that the thickness of air-cushion is symmetrically distributed, the maximum appearing at the middle point is 6.4 times as much as the minimum, and dwindles toward both sides.

Key words: air cushion belt conveyor; air-cushion parameters; the distributing law