

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
引 言.....	1
1 绪论.....	2
1.1 硅铁炉布料系统的国内外简介.....	2
1.2 硅铁炉布料系统中带式输送机的分类.....	2
1.3 硅铁炉布料系统的工业应用.....	2
1.4 硅铁炉布料系统的设计.....	2
2 布料系统总体设计.....	4
2.1 布料系统整体方案设计.....	4
2.2 布料系统工作原理.....	4
3 可逆皮带机的设计计算.....	6
3.1 原始数据及工作条件.....	6
3.4 传动功率计算.....	12
3.5 输送带张力计算.....	14
3.6 传动滚筒、改向滚筒合张力计算.....	17
3.7 传动滚筒最大扭矩计算.....	18
3.8 拉紧力计算.....	18
3.9 输送带选择计算.....	18
4 大倾角皮带机的设计及计算.....	22
4.1 原始数据及工作条件.....	22
4.2 定义参数.....	22
4.3 输送机布置型式及阻力计算.....	24
4.5 传动功率计算及驱动设备选型.....	26
4.6 输送带张力计算.....	28
4.7 胶带及托辊安全验算.....	32
5 系统部件的选择与设计.....	35
5.1 驱动装置.....	35

5.2 传动滚筒	35
5.3 改向滚筒	36
5.4 托辊组	36
5.6 校正装置	37
5.7 其他	38
结 论	40
参考文献	41
附录 1 主要符号表	43
致 谢	44

摘 要

硅铁炉布料机技术在国外已经比较成熟,国内技术也正在蓬勃发展。现该技术正朝向多元化发展。该设计为冶金炼钢领域生产,本文根据已知的设计参数,对 25MVA 硅铁炉布料系的各皮带机进行了计算、选型和设计。在硅铁炉布料系统的设计重点工作有以下内容。

- (1)计算物料的横截面面积 S , 选出合适的皮带, 并对其进行计算校核;
- (2)计算驱动圆周力 F_U , 对其安全系数进行计算设定;
- (3)计算电机功率 P_M , 并按照数据合理选择出电动机型号以及变速器型号;确保其能够达到技术要求并安全稳定工作。

根据计算和设计出的物料的横截面面积参数 $S=0.0442\text{m}^2$ 、驱动圆周力 $F_U=2654.8\text{N}$ 、电机功率 $P_M=2.67\text{kW}$ 等。合理选择除了对应的皮带机胶带 680/1 型煤 PVC 整体带芯输送带的技术规格: 纵向拉伸强度 750N/mm ; 带厚 10mm ; 输送带质量 8.71kg/m 、驱动电机型号 Y100L2-4、减速度器型号 XWEDW74—187-3、称量传感器等, 从而实现该布料系统的安全稳定运行。

关键词: 25MVA 硅铁炉; 机械设计; 布料系统; 产品选型;

Abstract

The ferrosilicon furnace distributing machine technology is relatively mature abroad, and domestic technology is also booming. Now the technology is moving towards diversification. This design is produced in the field of metallurgy and steelmaking. Based on the known design parameters, the belt conveyors of the 25MVA ferrosilicon furnace are calculated, selected and designed. The key work in the design of the ferrosilicon furnace distribution system has the following contents. The key work in the design of the ferrosilicon furnace distribution system has the following contents.

- (1) Calculate the cross-sectional area S of the material, select the appropriate belt, and calculate and check it;
- (2) Calculate the driving circumferential force F_U , and calculate and set its safety factor;
- (3) Calculate the motor power P_M , and select the motor model and the transmission model reasonably according to the data; ensure that it can meet the technical requirements and work safely and stably.

According to the calculated and designed material cross-sectional area parameters $S = 0.0442\text{m}^2$, driving circumferential force $F_U = 2654.8\text{N}$, motor power $P_M = 2.67\text{kW}$, etc. Reasonable selection of technical specifications in addition to the corresponding belt conveyor belt 680/1 coal PVC overall belt conveyor belt: longitudinal tensile strength 750N/mm ; belt thickness 10mm ; conveyor belt quality 8.71kg/m , drive motor model Y100L2-4, Reducer model XWEDW74-187-3, weighing sensor, etc., to achieve safe and stable operation of the distribution system.

Keywords: 25MVA Ferrosilicon furnace; Mechanical Design; Cloth system; product model.

引 言

改革开放以来，我国炼钢产业蓬勃发展，百花齐鸣。但由于某些钢铁厂为日伪时期建设，所以设备设计落后，自动化程度不高。故现在设计高自动化程度系统设计替换。达到现代化生产。

1 绪论

1.1 硅铁炉布料系统的国内外简介

国外的矿热炉布料机技术由于发展较早，其发展的速度很快，其目前的发展特点有以下两个特点：一是机器系统的多元化，如其现有管状带式输送机、高倾角带输送机等多种机型；二是带式输送机发展出了多个专业化领域，在各个专业化领域中都掌握有相应的核心技术，现在其发展朝着设计出更加稳定可靠的方向发展^[1]。

国内矿热炉的布料系统由于起步比较晚，控制方式较为原始，如前期我们还采用继电器方式和人工方式来进行控制，其控制精度和稳定性都不很理想。近些年来，由于国内电子技术的发展，我们逐步的将 PLC 和微电子的相关技术运用到该系统，使得该系统的各方面性能已经较以前有了较大的进步，但是我们国内的该技术较国外还有较大的差距，未来我们需要在多个方面追赶国外相关企业的技术^[2]。

1.2 硅铁炉布料系统中带式输送机的分类

带式输送机按运输物料的输送带结构不同，可分成两类，一类是普通型带式输送机；第二类是特种结构的带式输送机。

1.3 硅铁炉布料系统的工业应用

布料系统已成为工业中重要的物料连续输送设备，它不仅应用于工业企业内部的运输，而且趋向于工业企业外部的输送。特别是带式输送机，其优点突出，与其他运输设备相比，不仅具有输送距离长、运量大、不间断输送等优点，而且运行更加可靠，易于实现自动化控制。

1.4 硅铁炉布料系统的设计

1.4.1 带式输送机设计计算

带式输送机的基本设计原则是在保证系统满足功能要求的前提下，以高可靠性和低成本完成所需任务。带式输送机的设计计算包括带宽，横截面积，驱动圆周力和电机功率的确定，以及每个滚筒的接头张力和传动滚筒的扭矩等等。

1.4.2 输送带的机构与选择

皮带输送机是输送机的重要组成部分。输送机中输送带的成本占设备总成本的 30% 至 50%。输送带的选择应根据皮带机理论计算，同时参照实际工程，选择合理的皮带类型和布置。

1.4.3 皮带机的称量原理与机构设计

为了获得较大的瞬时负载重量，提高输出灵敏度，增加稳定性，在设计称重架时，通常采用如何提高杠杆比的方法。

1.4.4 皮带的防跑偏系统设计

在带式输送机中可能发生的各种故障中，输送带偏差是最常见但极其有害的故障之一。从生产现实来看，输送带偏差对带式输送机有不利影响^[3]。

对于本设计中的皮带输送机的设计，皮带防跟踪系统的设计是必不可少的。由于系统采用自动化控制，本设计的皮带防跟踪系统设计为自动防偏装置。

2 布料系统总体设计

2.1 布料系统整体方案设计

作为输送散装物料的重要设备，该织物系统广泛应用于冶金，采矿，码头，食品和化工等行业。提出了两种可行的解决方案。

解决方案一：原料依次通过犁卸料带式输送机，称重带式输送机，混合带式输送机和大角度带式输送机输送，原料最终输送到炉顶处理原料。

解决方案二：原料通过可逆式皮带输送机，称重皮带输送机，混合皮带输送机和大角度皮带输送机，满足设计要求。

在第一种方案中，犁式卸料机是一种高效的连续输送装置。在使用过程中不灵活。在实现全密封排放时，卸载部分卸载过程中常常会产生粉尘飞扬，造成环境污染^[4]。

在第二种方案中，可逆式装箱带式输送机是一种用于仓库顶部的连续输送装置，具有操作灵活的特点，适用于输送各种散装物料，特别适用于大粒径和穿。可以应用大型材料^[5]。其操作特征是输送机主体可沿水平放置的线性轨道往复运动。许多储罐布置在输送机头下方和尾部的操作范围内^[6]。它可以实现 PLC 自动控制^[7]，定点控制，密封环保等。

称重皮带输送机传感器的测量信号将馈送信号反馈给馈送控制器，然后将反馈信号与预设定量值进行比较，并及时自动控制卸载装置。实现定量放电过程。

混合带机混合从上部料仓中取出的各种原料，以满足冶炼矿石的要求。

结合上述两种方案，可逆式配电带具有定点放电，投资，节能等突出优点，最后决定采用第二种方案作为布料系统的传输方案。

2.2 布料系统工作原理

原料通过接收口排放到可逆带式输送机。在 PLD 的控制下，可逆带式输送机进出导轨并进行固定排放，原料被排放到下一级料仓。

将含有原料的料仓送入送料控制器下的称重带式输送机，以满足原料测量要求。称重皮带输送机使用称重传感器和速度传感器的检测和反馈来定量地将材料输送到混合带式输送机。为了使各种部件的比例合适，混合带机混合各种原料，然后将它们送入大角度带式输送机。大角度皮带输送机通过波纹肋带将物料输送到顶箱，以满足设计要求。整个布料系统流程图如图 2.1 所示。

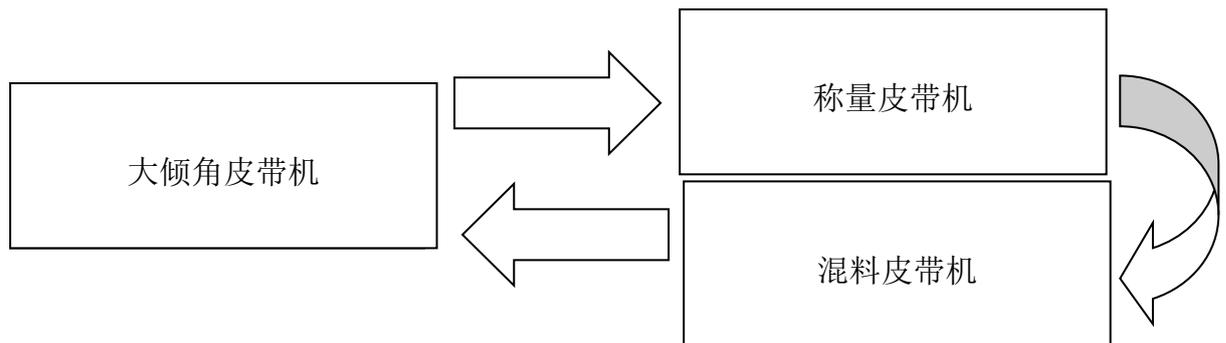


图 2.1 布料系统流程图

3 可逆皮带机的设计计算

3.1 原始数据及工作条件

输送物料：硅石、焦炭、球团。物料特性：块度：20~120mm；
物料密度：0.65~2.6t/m³。工作环境：露天。最大运量：30t/h。

本设计采用 DTII (A) 型固定带式输送机。初步确定输送机布置形式，如图 3.1 所示：

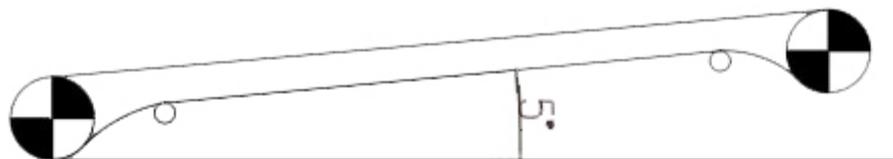


图 3.1 皮带机的传动原理图

3.2 计算步骤

3.2.1 输送带上最大的物料横截面积

为保证正常输送条件下不撒料，输送带上允许的最大物料横截面积 S 按式(3-1)计算(按图 3.2)。

$$S = S_1 + S_2 \quad (3-1)$$

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cos \lambda]^2 \frac{\text{tg} \theta}{6} \quad (3-2)$$

$$S_2 = \left[l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cos \lambda \right] \left[\frac{(b - l_3)}{2} \sin \lambda \right] \quad (3-3)$$

式中：b----输送带可用宽度，m；

l_3 ----中间辊长度，对于一辊或二棍的托辊组， $l_3 = 0$ 。

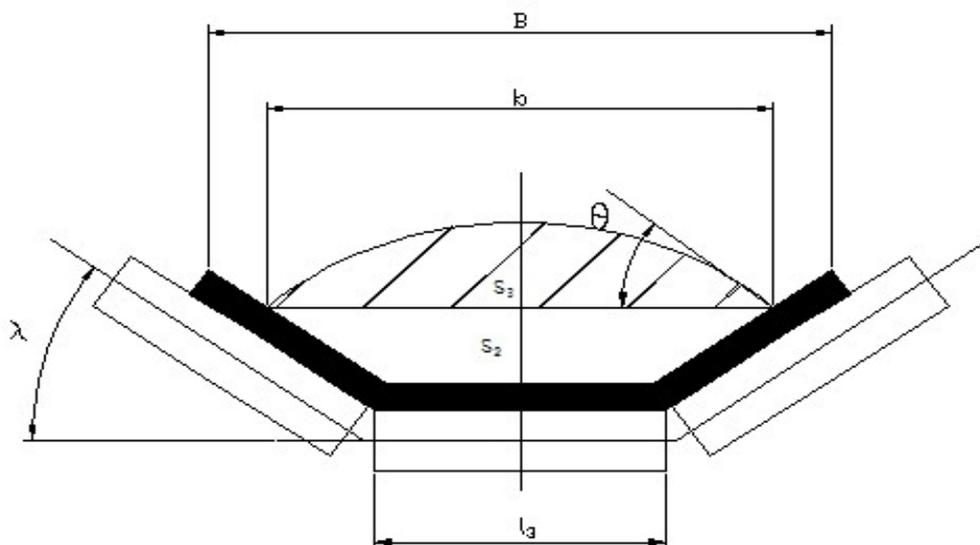


图 3.2 等长三辊槽型截面

3.2.2 输送带宽度的核算

输送大块散状物料的输送机，需要按(3-4)式核算。

$$B \geq 2\alpha + 200 \quad (3-4)$$

计算： $B = (2 \times 120 + 200) \text{mm} = 440 \text{mm} < 650 \text{mm}$ 故，输送带宽满足输送要求。

3.2.3 带宽的确定

按给定的工作条件，取焦炭的堆积角为 20° ，焦炭的堆积密度 650kg/m^3 ；输送机的工作倾角 $\beta = 5^\circ$ 。带式输送机的最大运输能力计算公式为

$$Q = 3.6Sgk\rho \quad (3-5)$$

式中： Q ----输送量(t/h)；

g ----带速(m/s)；

ρ ----物料堆积密度(kg/m^3)；

S ----在运行的输送带上物料的最大堆积面积， m^2 ；

κ ----输送机的倾斜系数

知输送机的工作倾角 $\delta = 5^\circ$ ，查表得 $k = 1$ 。

按工作条件，取球团的静堆积角为 30° ，带宽 $B = 650 \text{mm}$ ，焦炭的堆积密度为 650kg/m^3 ，考虑室外的的工作条件取带速为 1.0m/s ：

由式(3.4)知 $Q = 3.6Sgk\rho$ 。因 $\alpha=30^\circ$ ，查表得 $\theta=20^\circ$ ，在通过查表得 $S=0.0442\text{m}^2$ 。

根据 $\delta=5^\circ$ ，查表得 $k=1.00$ ，

$$Q = (3.6 \times 0.0442 \times 1 \times 1.00 \times 650) \text{t/h} \\ = 103.428 \text{t/h} > 30 \text{t/h}$$

满足要求。

经如上计算，确定选用带宽 $B=650\text{mm}$ ，680/1 型煤 PVC 整体带芯输送带。

其技术规格：纵向拉伸强度 750N/mm ；带厚 10mm ；输送带质量 8.71kg/m 。

3.3 圆周驱动力

3.3.1 计算公式

所有长度(包括 $L < 80\text{m}$)：传动滚筒上所需圆周驱动力 F_U 为输送机所有阻力之和，可用式(3-6)计算：

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (3-6)$$

式中： F_H ---- 主要阻力，N；

F_N ---- 附加阻力，N；

F_{S1} ---- 特种主要阻力，N；

F_{S2} ---- 特种附加阻力，N；

F_{St} ---- 倾斜阻力，N。

五种阻力中， F_H 、 F_N 是所有输送机都有的，其他三类阻力，根据输送机侧型及附件装设情况定。

$L \geq 80\text{m}$ ：对机长大于 80m 的带式输送机，公式变为下面的形式：

$$F_U = CF_H + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (3-7)$$

式中： C ---- 与输送机长度有关的系数，可按式(3-7)计算，或从表查取；

$$C = \frac{L + L_0}{L} \quad (3-8)$$

L_0 ---- 附加长度；

3.3.2 主要阻力计算

输送机的主要阻力 F_H 。可用式(3-9)计算:

$$F_H = fLg[q_{RO} + q_{RU} + (2q_B + q_G) \cos \delta] \quad (3-9)$$

式中: f ----模拟摩擦系数。

L ----输送机长度(头尾滚筒中心距), m;

g ----重力加速度 $g=10\text{m/s}^2$;

初步选定托辊为 DT II 6204/C4, 查表 27, 上托辊间距 $a_0 = 1.2\text{m}$,

下托辊间距 $a_u = 3\text{m}$, 上托辊槽角 35° , 下托辊槽角 0° 。

q_{RO} ----承载分支托辊组每米长度旋转部分重量, kg/m, 用式(3-10)计算:

$$q_{RO} = \frac{G_1}{a_0} \quad (3-10)$$

式中: G_1 ----承载分支每组托辊旋转部分重量, kg;

a_0 ----承载分支托辊间距, m;

托辊已经选好, 知 $G_1 = 6.45\text{kg}$

$$\text{计算: } q_{RO} = \frac{G_1}{a_0} = \frac{6.45}{1.2} \text{kg/m} = 5.375\text{kg/m}$$

q_{RU} ----回程分支托辊组每米长度旋转部分质量, kg/m, 用式(3-11)计算:

$$q_{RU} = \frac{G_2}{a_U} \quad (3-11)$$

式中: G_2 ----回程分支每组托辊旋转部分质量

a_U ----回程分支托辊间距, m;

$$G_2 = 5.79\text{kg}$$

$$\text{计算: } q_{RU} = \frac{G_2}{a_U} = \frac{5.79}{3} = 1.93\text{kg/m}$$

式中: q_G ----每米长度输送物料质量

$$q_G = \frac{I_m}{v} = \frac{Q}{3.6v}$$

$$= \frac{30}{3.6 \times 1} = 8.33 \text{ kg/m}$$

q_B ----每米长度输送带质量, kg/m, $q_B=8.71\text{kg/m}$

$$F_H = fLg[q_{RO} + q_{RU} + (2q_B + q_G)\cos\delta]$$

$$= 0.022 \times 50 \times 10 \times [5.375 + 1.93 + (2 \times 8.71 + 8.33) \times \cos 5^\circ] \approx 362.5 \text{ N}$$

f 运行阻力系数 f 值应根据模拟摩擦系数 f (推荐表) 选取。取 $f=0.022$ 。

3.3.3 主要特种阻力计算

主要特种阻力 F_{S1} 包括托辊前倾的摩擦阻力 F_ε 和被输送物料与导料槽拦板间的摩擦阻力 F_{gl} 两部分, 按式(3-12)计算:

$$F_{S1} = F_\varepsilon + F_{gl} \quad (3-12)$$

F_ε 按式(3-13)或式(3-14)计算:

(1) 三个等长辊子的前倾上托辊时:

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \mu_0 L_\varepsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \varepsilon \quad (3-13)$$

(2) 二辊式前倾下托辊时

$$F_\varepsilon = \mu_0 L_\varepsilon q_B g \cos \lambda \cos \delta \sin \varepsilon \quad (3-14)$$

F_{gl} 计算

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l}{g^2 b_l^2} \quad (3-15)$$

式中: C_ε ----槽型系数 $C_\varepsilon=0.43$;

μ_0 ----托辊和输送带间的摩擦系数;

L_ε ----装有前倾托辊的输送机长度, m;

ε ----托辊前倾角度, ($^\circ$);

l ----倒料槽拦板长度, m; 取 $l=4\text{m}$;

b_l ----倒料槽两拦板间宽度, m;

μ_2 ----物料与导料拦板间的摩擦系数。

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \mu_0 L_\varepsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \varepsilon$$

$$= 0.43 \times 0.3 \times 50 \times (8.71 + 8.33) \times 10 \times \cos 5^\circ \sin 1^\circ 26'$$

$$\approx 5.2 \text{ N}$$

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l}{g^2 b_1^2} = \frac{0.5 \times (0.0442)^2 \times 650 \times 10 \times 4}{1^2 \times (0.4)^2} \approx 158.7\text{N}$$

$$\text{即 } F_{St} = F_\varepsilon + F_{gl} = 5.2 + 158.7 = 163.9\text{N}$$

3.3.4 倾斜阻力计算

倾斜阻力 F_{St} 按下式计算：

$$F_{St} = q_G \cdot g \cdot H \quad (3-16)$$

式中： H ----输送机受料点与卸料点间的高度，m；输送机向上提升时， H 取为正值；输送机向下运输时， H 取为负值。因为是本输送机呈 5° 的斜向上运输，所有 $H=4.36\text{m}$

$$F_{St} = q_G \cdot g \cdot H = 363\text{N}$$

由式(3-6) $F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$

$$\begin{aligned} F_U &= 218.2 + 439.7 + 163.9 + 1470 + 363 \\ &= 2654.8\text{N} \end{aligned}$$

3.3.5 附加阻力计算

输送机附加阻力 F_N 包括加料段物料加速和输送带间的惯性阻力及摩擦力 F_{bA} ，加速段加速物料和导料槽两侧栏板间的摩擦阻力 F_f ，输送带绕过滚筒的弯曲阻力 F_1 和出传动滚筒外的改向滚筒轴承阻力 F_t 四部分，可用式(3-12)计算

$$F_N = F_{bA} + F_f + \sum_{i_1=1}^{N_1} F_1(i_1) + \sum_{i_2=1}^{N_2} F_t(i_2) \quad (3-17)$$

式中： N_1 ----输送带绕过的滚筒次数；

N_2 ----改向滚筒个数。

已知 $v_0=0.125\text{m/s}$ ，根据运输条件及现场情况取 $\mu_1=\mu_2=0.5, l_b=2\text{m}$

查表得 $b_1=0.4\text{m}$ ：

$$F_{bA} = I_v \rho (g - g_0) = S g k \rho (g - g_0) = 0.0442 \times 1 \times 1.0 \times 650 \times 0.875 \approx 25.1\text{N}$$

$$F_f = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{g + g_0}{2}\right)^2 b_1^2} = \frac{0.5 \times (0.0442)^2 \times 650 \times 10 \times 2}{\left(\frac{1 + 0.125}{2}\right)^2 \times (0.4)^2} \approx 250.8\text{N}$$

由于传送带总长小于 120m 时， F 、 F_T 忽略不计。故

$$F_l = 9B \left(140 + 0.01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D} = 9 \times 0.65 \times 140 \times \frac{0.01}{0.2} = 163.8N$$

$$F_l = 0.005 \frac{d}{D} F_T = 0N$$

$$F_N = F_{bA} + F_f + \sum_{i_1=1}^{N_1} F_l(i_1) + \sum_{i_2=1}^{N_2} F_l(i_2) = 25.1 + 250.8 + 163.8 + 0 = 439.7N$$

3.3.6 附加特种阻力计算

附加特种阻力 F_{S2} 包括输送带清扫器摩擦阻力 F_r 和卸料器摩擦阻力 F_a 等部分，按下式计算：

$$F_{S2} = n_3 \cdot F_r + F_a \quad (3-18)$$

$$F_r = A \cdot P \cdot \mu_3 \quad (3-19)$$

$$F_a = B \cdot k_2 \quad (3-20)$$

式中： n_3 ----清扫器个数，包括头部清扫器和空段清扫器；

A ----一个清扫器和输送带接触面积， m^2 ；

P ----清扫器和输送带间的压力， N/m^2 ，一般取为 $3 \times 10^4 \sim 10 \times 10^4 N/m^2$ ；

μ_3 ----清扫器和输送带间的摩擦系数，一般取为 $0.5 \sim 0.7$ ；

k_2 ----刮板系数，一般取为 $1500 N/m$ 。

查表得 $A=0.007m^2$ ，取 $p=10 \times 10^4 N/m^2$ ，取 $\mu_3=0.6$ ，将数据带入(3-18)中得 $F_r = 0.007 \times 10 \times 10^4 \times 0.6 = 420N$ 。

$F_a=0$ 由式(3-17) 则 $F_{S2}=3.5 \times 420=1470N$ 。

3.4 传动功率计算

3.4.1 传动轴功率计算

传动滚筒轴功率(P_A)按式(3-21)计算：

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000} \quad (3-21)$$

3.4.2 电动机功率计算

电动机功率 P_M ，按式(3-22)计算：

$$P_M = \frac{P_A}{\eta\eta'\eta''} \quad (3-22)$$

式中： η ----传动效率，一般在 0.85~0.95 之间选取；

η_1 ----联轴器效率；每个机械式联轴器效率： $\eta_1=0.98$ 液力耦合器：

$\eta_1=0.96$ ；

η_2 ----减速器传动效率，按每级齿轮传动效率为 0.98 计算；二级减速机： $\eta_2=0.98 \times 0.98=0.96$ ；三级减速机：

$\eta_2=0.98 \times 0.98 \times 0.98=0.94$

η' ----电压降系数，一般取 0.90~0.95。

η'' ---多机驱动功率不平衡系数，一般取 $\eta'' = 0.90 : 0.95$ ，单驱动时， $\eta''=1$ 。

根据计算出的 P_M 值，查电动机型谱，按就大不就小原则选定电动机功率。

$$\text{由式(3-21)} \quad P_A = \frac{2291.8 \times 1}{1000} \approx 2.292 \text{kW}$$

$$\text{由式(3-22)} \quad P_M = \frac{2.292}{(0.98 \times 0.98 \times 0.98) \times 0.95 \times 0.95} \approx 2.67 \text{kW}$$

3.4.3 电动机与减速器的选型

电动机：Y100L2-4， $V=380\text{V}$ ，共2台，电机功率 $P=3\text{kW}$ ，电动机转速 $n_1=1430.00 \text{ r/min}$ 。由于滚筒直径 $Dr=0.5\text{m}$ ，带速 $v=1.0\text{m/s}$ ，滚筒转速：

$$n_2 = \frac{60v}{D \times \pi} = 38.22 \text{ r/min}$$

减速器减速比 $i=37.42$ ，取减速比 $i=40$ ，实际带速 $v_e=0.94\text{m/s}$

选择减速器时需满足条件：

$$P_{2m} = P_2 \times f_1 \leq P_1 \quad (3-23)$$

式中： P_{2m} ----计算功率，kW；

P_2 ----负载功率，kW；

f_1 ----工况系数，查表可得1.5；

P_1 ----减速器的公称输入功率，查表可得21kW。

可得 $P_{2m} = 2.292 \times 1.5 = 3.438 \text{kW} \leq 21 \text{kW}$ 。

校核热平衡许用功率时需满足：

$$P_{2t} = P_2 \times f_2 \times f_3 \times f_4 \leq P_{G1} \text{ 或 } P_{G2} \quad (3-24)$$

式中： f_2 ----环境温度系数，查表得1.2；

f_3 ----负荷率系数，查表得1；

f_4 ----负荷率利用系数，查表1.5；

P_{G1} 或 P_{G2} ----减速器热功率，kW，20kW。

可得 $P_{2t} = 2.292 \times 1.2 \times 1 \times 1.5 = 4.13 \leq 70 \text{kW}$

由 $P_{2m} = 3.438 \text{kW} \leq 21 \text{kW}$ 、 $P_{2t} = 4.13 \leq 70 \text{kW}$ 得减速器选用型号 XWEDW74—187-3，共一台，带冷却风扇。

3.5 输送带张力计算

输送带张力在整个长度上是变化的，影响因素很多，为保证输送机上午正常运行，输送带张力必须满足以下两个条件：

(1) 在任何负载情况下，作用在输送带上的张力应使得全部传动滚筒上的圆周力是通过摩擦传递到输送带上，而输送带与滚筒间应保证不打滑；

(2) 作用在输送带上的张力应足够大，使输送带在两组托辊间的垂度小于一定值。

3.5.1 输送带不打滑条件校核

圆周驱动力 F_U 通过摩擦传递到输送带上（见图 3.3）：

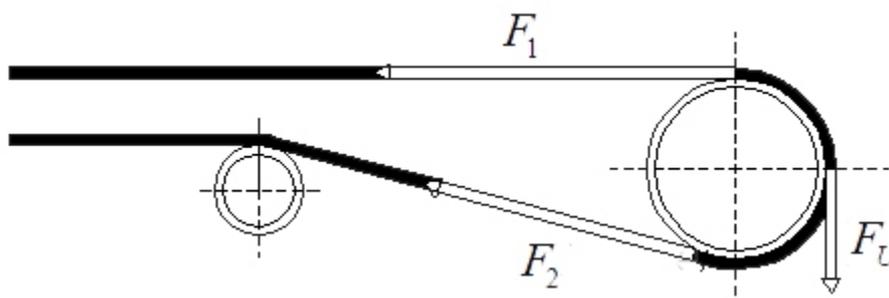


图 3.3 作用于输送带的张力

为保证输送带工作时不打滑，需在回程带上保持最小张力 F_{2min} 按式(3-25)进行计算：

$$F_{2min} = F_{Umax} \frac{1}{e^{\mu\phi} - 1} \quad (3-25)$$

式中： F_{Umax} ---- 输送机满载启动或制动时出现的最大圆周驱动力，启

动时 $F_{Umax} = K_A F_U$ ， 启动系数 K_A ；

μ ---- 传动滚筒与输送带间的摩擦系数；

ϕ ---- 输送带在所有传动滚筒上的包围角， rad。

$e^{\mu\phi}$ ----- 欧拉系数。

$$F_{Umax} = K_A F_U = (1.5 \times 2292) \text{N} = 3438 \text{N}$$

根据给定条件，取 $K_A=1.5$ ， $\mu=0.35$ ， $\phi=190^\circ$ ， 查表得 $e^{\mu\phi}=3.18$ 。

则：

$$F_{2min} \geq 3438 \times \frac{1}{3.18-1} \approx 1577 \text{N}$$

3.5.2 输送带下垂度校核

为了限制输送带在两组托辊间的下垂度，作用在输送带上任意一点的最小张力 F_{min} ， 需按式(3-26)和(3-27)进行验算。

$$\text{承载分支: } F_{\text{承}min} \geq \frac{a_0(q_B + q_G)g}{8 \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (3-26)$$

$$\text{回程分支: } F_{\text{回}min} \geq \frac{a_u q_B g}{8 \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (3-27)$$

式中： $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ ---- 允许最大下垂度， 一般 ≤ 0.01 ；

a_0 ---- 承载上托辊间距（最小张力处）；

a_u ---- 回程下托辊间距（最小张力处）。

取 $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0.01$ 由式(3-26)和(3-27)得：

$$F_{承min} \geq \frac{1.2 \times (8.71 + 8.33) \times 10}{8 \times 0.01} = 2556N$$

$$F_{回min} \geq \frac{3 \times 8.71 \times 10}{0.08} \approx 3266.3N$$

3.5.3 各特性点张力计算

为了确定输送带作用于各改向滚筒的合张力，拉紧装置拉紧力和凸凹弧起始点张力等特性点张力，需逐点张力计算法，进行各特性点张力计算，根据不打滑条件^[10]。传动滚筒奔离点最小张力为 1577N。令 $S_l = 1577N$ 。

运行阻力的计算：有分离点起，依次将点设为 1、2、3、...，一直到相遇点 8，如图 3.4 所示。



图 3.4 张力分布点图

计算运行阻力时，首先要确定输送带的种类和型号。在前面我们已经选好了输送带，680/1 型煤 PVC 整体带芯输送带的技术规格：纵向拉伸强度 750N/mm；带厚 10mm；输送带质量 8.71kg/m。

承载段运行阻力由式(3-28)：

$$F_Z = [(q_G + q_B + q_{R0})L\omega_Z \cos\beta + (q_G + q_B)L\sin\beta]g \quad (3-28)$$

$$= [(8.33 + 8.71 + 5.375) \times 50 \times 0.04 \times \cos 5^\circ] \times 10$$

$$= 446.6N$$

回空段运行阻力由式(3-29)：

$$F_K = [(q_B + q_{RU})L\omega_K \cos\beta - q_B L\sin\beta]g \quad (3-29)$$

$$F_{3-4} = [(8.71 + 1.93) \times 47.6 \times 0.035 \times \cos 5^\circ] \times 10$$

$$= 176.6N$$

通过上文计算得，点 2 为最小张力点。

输送带上各点张力的计算，由悬垂度条件确定 5 点的张力承载段最小张力应满足：

$$F_{\text{承min}} \geq \frac{1.2 \times (8.71 + 8.33) \times 10}{8 \times 0.01} = 2556\text{N}$$

利用逐点张力算法，可得各点张力如下：

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + W_1 \\ &= 1577 + 1000 \times 0.65 \\ &= 2227\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_3 &= k'_1 S_2 \\ &= 1.02 \times 2227 \\ &= 2271.5\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + F_{3-4} + W_2 \\ &= 2271.5 + 102.8 + 200 \times 0.65 \\ &= 2504.3\text{N} \end{aligned}$$

$$S_5 = S_4$$

$$\begin{aligned} S_6 &= k'_2 S_5 \\ &= 1.02 \times 2504.3 \\ &= 2554.4\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_7 &= k'_3 S_6 \\ &= 1.04 \times 2554.4 \\ &= 2656.6\text{N} \geq 2556\text{N} \text{ 满足最小张力要求。} \end{aligned}$$

式中： W_1 ----弹簧清扫器阻力^[8]， $W_1 = (700 \sim 1000)B$ ；

W_2 ----空回带清扫器阻力， $W_2 = 200B$ 。

$$S_8 = e^{\mu\phi} S_1$$

$\mu = 0.35$ 、 $\alpha = 190^\circ$ 时， $e^{\mu\phi} = 3.18$ 。带入上公式得：

$$S_8 = e^{\mu\phi} S_1 = 5014.9\text{N}。$$

3.6 传动滚筒、改向滚筒合张力计算

3.6.1 传动滚筒合张力计算

根据各特性点的张力计算传动滚筒的合张力：

$$F_1 = F_2 = S_8 + S_1 = 5014.9 + 1577 = 6591.9\text{N}$$

3.6.2 改向滚筒合张力计算

根据计算各滚筒合张力。尾部 180°改向滚筒的合张力：

$$F_{\text{合}} = S_6 + S_7 = 2554.4 + 2656.6 = 5211\text{N}$$

3.7 传动滚筒最大扭矩计算

单驱动时，传动滚筒的最大扭矩 M_{max} 按式(3-30)计算：

$$M_{\text{max}} = \frac{F_U \cdot D}{2000} \quad (3-30)$$

式中： D ----传动滚筒的直径(mm)。

双驱动时，传动滚筒的最大扭矩 M_{max} 按式(3-31)计算：

$$M_{\text{max}} = \frac{F_{U1}(F_{U2})_{\text{max}} \cdot D}{2000} \quad (3-31)$$

初选传动滚筒直径为 500mm，则传动滚筒的最大扭矩为：

$$F_U = 2291.8\text{N}$$

$$M_{\text{max}} = \frac{2291.8 \times 500}{2000} = 573\text{N/m}$$

3.8 拉紧力计算

拉紧装置拉紧力 F_0 按式(3-32)计算

$$F_0 = S_i + S_{i+1} \quad (3-32)$$

式中： S_i ----拉紧滚筒趋入点张力(N)；

S_{i+1} ----拉紧滚筒奔离点张力(N)。

由式(3-32)得 $F_0 = S_6 + S_7 = 2554.4 + 2656.6 = 5211\text{N}$

查表选 DT II (A)80D1051L 螺旋拉紧装置，质量 $M=49\text{kg}$ 。

3.9 输送带选择计算

3.9.1 棍子载荷校核

静载计算、重载段托辊校核。

$$P_0 = e \times a_0 \times \left(\frac{I_m}{v} + q_B \right) \times g \quad (3-36)$$

式中： P_0 ----承载分支托辊静载荷^[11]，N；

a_0 ----承载分支托辊间距, m;

e ----棍子载荷系数;

v ----带速, m/s;

q_B ----每米输送带质量, kg/m;

I_m ----输送能力, kg/s。

由式(3-36)知:

$$I_m = \frac{Q}{3.6}$$

$$= \frac{103.428}{3.6}$$

$$= 28.73 \text{kg/s}$$

$$P_0 = e \times a_0 \times \left(\frac{I_m}{v} + q_B \right) \times g$$

$$= 0.8 \times 1.2 \times \left(\frac{28.73}{1} + 8.71 \right) \times 10$$

$$= 359.4 \text{N}$$

上辊 $\Phi 98 \text{mm}$, $l=250 \text{mm}$, 轴承4G204, 查表得 $P_{0e}=2660 \text{N}$, 故满足要求。

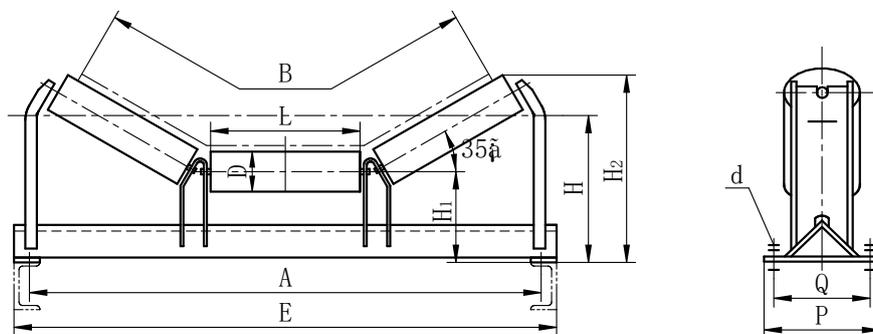


图 3.5 35°槽型托辊

空载段托辊校核

$$P_u = e \times a_u \times q_B \times g \tag{3-37}$$

式中: P_u ----回程分支托辊静载荷, N;

a_0 ----回程分支托辊间距, m;

$$P_u = e \times a_u \times q_B \times g = 0.8 \times 3 \times 8.71 \times 10 = 209.0 \text{N}$$

下辊 $\Phi 89\text{mm}$, $l=750\text{mm}$, 轴承4G204, 查《DT II型固定式带式输送机设计选用手册》棍子承载能力表可知棍子额定载荷 $P_{ue}=813\text{N}$, 故满足要求。

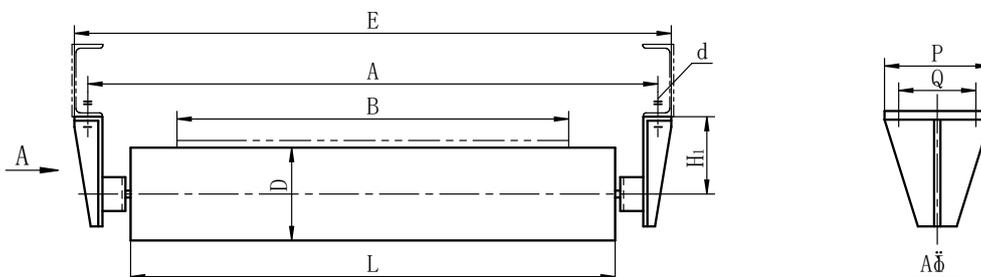


图3.6 平行下托辊

载荷计算:

$$\text{承载分支托辊 } P'_0 = P_0 \times f_s \times f_d \times f_a \quad (3-38)$$

$$\text{回程分支托 } P'_u = P_u \times f_s \times f_a \quad (3-39)$$

式中: P'_0 ----承载分支托辊动载荷, N;

P'_u ----回程分支托辊动载荷, N;

f_s ----运行系数;

f_d ----冲击系数;

f_a ----工况系数;

由式(3-38)得: 取 $f_s=1.1$, $f_d=1.14$, $f_a=1.15$ 时

$$P'_0 = 359.4 \times 1.1 \times 1.14 \times 1.15 = 518.2\text{N}$$

棍子额定载荷 $P_{0e}=2660\text{N}$, 故满足要求。

由式(3-39)得: 取 $f_s=1.1$, $f_d=1.14$, $f_a=1.15$ 时,

$$P'_u = 209 \times 1.1 \times 1.15 = 264.4\text{N}$$

棍子额定载荷 $P_{ue}=813\text{N}$, 故满足要求。

3.9.2 织物芯输送带层数

织物芯输送带层数(Z)按下式计算:

$$Z = \frac{F_{\max} \cdot n}{B\sigma} \quad (3-33)$$

式中: F_{\max} ----稳定工况下输送带最大张力, N;

B ----输送带宽, mm;

σ ----输送带纵向扯断强速, N/mm·层;

n ----安全系数;

使用条件恶劣或要求特别安全时应大于 12.根据式(3-34)确定 Z 。

确定 Z 后, 按下式核算传动滚筒直径 D :

$$D = CZd_{B1} \quad (3-34)$$

式中: C ----系数, 棉帆布取 80, 尼龙芯取 90, 聚酯芯取 108;

d_{B1} ----织物芯带每层厚度, mm。

棉、尼龙和聚酯等织物芯带厚度 d_B :

$$d_B = Zd_{B1} + d_{B2} + d_{B3} \quad (3-35)$$

d_{B1} ----织物芯带每层厚度, mm;

d_{B2}, d_{B3} ----织物芯带上下覆盖层厚度, mm;

由式(3-33)可得, 取 $n=12, \sigma = 750 \text{ N/mm}$,

$$\begin{aligned} Z &= \frac{5014.9 \times 12}{300 \times 650} \\ &= 0.12 \end{aligned}$$

取 $Z=4$ 。

由式(3-34)可得,

$$D = CZd_{B1} = 108 \times 2 \times 1.7 = 367.2 \text{ mm} \leq 500 \text{ mm}$$

符合要求, 即选输送带为 608/1 满足要求。

4 大倾角皮带机的设计及计算

4.1 原始数据及工作条件

初步确定输送机布置形式，如图 6.1 所示：

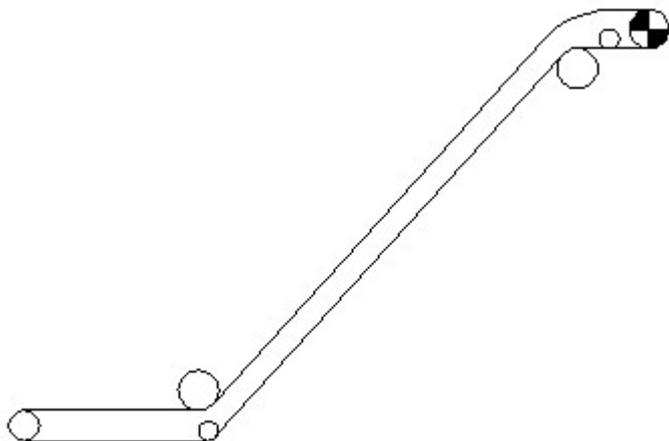


图 4.1 大倾角皮带机传动系统原理图

4.2 定义参数

输送机选择：DT II (A)型胶带宽度： $B=650 \text{ mm} = 0.65 \text{ m}$ 。初选胶带：波状挡边输送带。

对带式输送机的最大运输能力计算，如公式(6-1)

$$Q = 3.6Sgk\rho \quad (4-1)$$

式中： S ---输送带上物料最大截面积 $S=0.0334 \text{ m}^2$ ；

k ---倾斜输送机面积折减系数 $k=1.00$ 。 $g=1.0\text{m/s}$ ，松散密度 $\rho=900\text{kg/m}^3$ 。

可得：

$$Q = 108.2 \text{ t/h} > 30\text{t/h}, \text{ 满足要求。}$$

每米机长胶带质量：

$$q_B = 7.8\text{kg/m}$$

每米机长物料质量：已知运输能力 $Q=30 \text{ t/h}$ ，带速 $v=1.0 \text{ m/s}$ ；

$$\begin{aligned} q_G &= \frac{I_m}{v} = \frac{Q}{3.6v} \\ &= \frac{30}{3.6 \times 1} = 8.33 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

式中： q_G ----每米长度输送物料质量。

滚筒组：头部传动滚筒由式(4-2)知

$$D = CZd_{Bl} \quad (4-2)$$

式中： C ----系数 8；

d_{Bl} ----织物芯带每层厚度，查表得 $d_{Bl}=0.9\text{mm}$ 。

$$D=90 \times 4 \times 0.9=324\text{mm}$$

取传动滚筒直径 $D=630\text{mm}$ ，尾部及主要改向滚筒直径 $D=500\text{mm}$ 。

托辊组：重载段：采用平行上托辊， 辊子直径= 89 mm ，

$L=750\text{mm}$ ，查表可得辊子轴承型号：4G204，辊子轴径=20 mm。

由式(4-3)可得承载分支托辊组每米长度旋转部分重量 q_{RO} ：

$$q_{RO} = \frac{G_1}{a_0} \quad (4-3)$$

式中： G_1 ----承载分支每组托辊旋转部分重量， kg；

a_0 ----承载分支托辊间距， $a_0 = 1.2\text{m}$ ；

托辊已经选好，查表知 $G_1 = 13.7\text{kg}$ 。

$$\text{计算： } q_{RO} = \frac{G_1}{a_0} = \frac{13.7}{1.2} \text{kg/m} = 11.42\text{kg/m}$$

空载段：设计如图4.2所示：

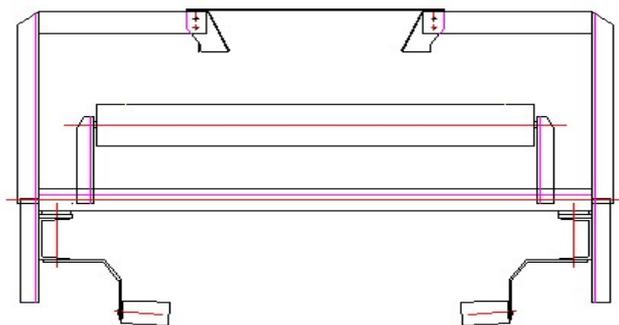


图 4.2 回程下托辊

辊子直径=89 mm，辊子轴承型号：4G204，辊子轴径20mm。

由式(4-4)可得回程分支托辊组每米长度旋转部分质量 q_{RU} ：

$$q_{RU} = \frac{G_2}{a_U} \quad (4-4)$$

式中 G_2 ----回程分支每组托辊旋转部分质量， $G_2 = 7\text{kg}$

a_U ----回程分支托辊间距, $a_U=3\text{m}$;

$$\text{计算: } q_{RU} = \frac{G_2}{a_U} = \frac{7}{3} = 2.33\text{kg/m}$$

辊子旋转转速: 已知 $r=0.0445$,

$$n = \frac{30 \times v}{3.14 \times r} \\ = 214.7 \text{ r/min}$$

通过上文计算得出: 上下胶带模拟阻力系数: $f = 0.0220$ 、胶带与传动滚筒之间的摩擦系数: $\mu = 0.3500$ 、拉紧方式: 螺旋拉紧装置, 拉紧位置至头部距离: $L_1 = 0.7\text{m}$ 、导料板长度: $l = 4\text{m}$ 。

4.3 输送机布置型式及阻力计算

头部为单滚简单电机驱动, 其相应的阻力计算如下: 主要阻力, 由式(4-5)知输送机的主要阻力 F_H :

$$F_H = fLg[q_{RO} + q_{RU} + (2q_B + q_G)\cos\delta] \quad (4-5)$$

式中: f ----模拟摩擦系数, 查表得 $f=0.022$;

L ----输送机长度, $L=17.125\text{m}$;

g ----重力加速度 $g=10\text{m/s}^2$;

δ ----输送机的工作倾角;

$$F_H = 0.022 \times 17.125 \times 10 \times [11.42 + 2.33 + (2 \times 7.8 + 8.33) \times \cos 5^\circ] \\ = 142.0 \text{ N}$$

附加阻力, 由式(4-6)知输送机附加阻力 F_N :

$$F_N = F_{bA} + F_f + \sum_{i_1=1}^{N_1} F_{I_1}(i_1) + \sum_{i_2=1}^{N_2} F_{I_2}(i_2) \quad (4-6)$$

式中: F_{bA} ----加料段物料加速和输送带间的惯性阻力及摩擦力, N;

F_f ----加速段加速物料和导料槽两侧栏板间的摩擦阻力, N;

F_{I_1} ----输送带绕过滚筒的弯曲阻力, N;

F_{I_2} ----出传动滚筒外的改向滚筒轴承阻力, N;

N_1 ----输送带绕过的滚筒次数;

N_2 ----改向滚筒个数。

已知 $v_0=0.125\text{m/s}$ ，根据运输条件及现场情况取 $\mu_1=\mu_2=0.5$ ，
 $l_b=0.4\text{m}$ ，查表得 $b_1=0.4\text{m}$ ，

$$\begin{aligned} F_{bA} &= I_v \rho (\mathcal{G} - \mathcal{G}_0) = S \mathcal{G} k \rho (\mathcal{G} - \mathcal{G}_0) \\ &= 0.0334 \times 1 \times 1.0 \times 900 \times 0.875 \\ &\approx 26.3 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_f &= \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{\mathcal{G} + \mathcal{G}_0}{2}\right)^2 b_1^2} \\ &= \frac{0.5 \times (0.0334)^2 \times 900 \times 10 \times 0.4}{\left(\frac{1 + 0.125}{2}\right)^2 \times (0.4)^2} \\ &\approx 39.7 \text{ N} \end{aligned}$$

由于传送带总长小于80m时， F 、 F_T 忽略不计。故：

$$\begin{aligned} F_1 &= 9B \left(140 + 0.01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D} = 9 \times 0.65 \times 140 \times \frac{0.01}{0.2} \\ &= 163.8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_t &= 0.005 \frac{d}{D} F_T \\ &= 0 \text{ N} \end{aligned}$$

故附加阻力 F_N ：

$$\begin{aligned} F_N &= F_{bA} + F_f + \sum_{i_1=1}^{N_1} F_1(i_1) + \sum_{i_2=1}^{N_2} F_t(i_2) \\ &= 26.3 + 39.7 + 163.8 + 0 = 229.8 \text{ N} \end{aligned}$$

由式(4-7)知被输送物料与导料槽拦板间的摩擦阻力 F_{gl}

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l}{\mathcal{G}^2 b_1^2} \quad (4-7)$$

式中： l ----倒料槽拦板长度，m；

b_1 ----倒料槽两拦板间宽度，查表得 $b_1=0.4\text{m}$ ；

μ_2 ----物料与导料拦板间的摩擦系数，取 $\mu_2=0.5$ 。

I_V ----物料流量, $I_V = Svk = 0.0334\text{m}^3/\text{s}$;

以上内容仅为本文档的试下载部分, 为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文, 请访问:

<https://d.book118.com/198026107033006052>