

带式输送机圆周驱动力的优化设计与计算

杨忠大

(北方重工集团有限公司 辽宁 沈阳 110141)

摘要: 带式输送机因其结构简单、输送能力强且因地制宜性好,被广泛应用于钢铁、矿业、冶金、电厂等领域,因此带式输送机的科学发展对工业进步尤为重要。本文重点对带式输送机圆周驱动力的优化进行研究,深入剖析各个运行阻力,得出更加合理的圆周驱动力计算方式,从而改善带式输送机运输性能,提高输送效率。

关键词: 圆周驱动力;阻力;优化;计算

0 引言

圆周驱动力的计算是带式输送机设计的骨干部分,它关系着驱动设备选型、结构件强度、拉紧装置布局、节约能耗等等,所以,圆周驱动力的优化与计算是一个极为重要的工作。若要达到优化圆周驱动力的目的,就要对输送机的各个运行阻力进行细化分解,分析作用因素,优化阻力计算,以便制造出更加节能高效的带式输送机。

1 阻力的分析与计算

带式输送机传动滚筒上所需圆周驱动力为所有阻力之和。输送机的阻力可分为主要阻力、附加阻力、特种主要阻力、特种附加阻力和倾斜阻力 5 种。其中,主要阻力和附加阻力是所有输送机都有的,其他 3 种阻力由输送机机型及附件装设情况决定。阻力之和和计算方式如下:

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (1)$$

式中: F_U — 稳定运行工况圆周驱动力 (N);

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)。

2 主要阻力

输送机的主要阻力是物料及输送带移动以及承载分支和回程分支托辊旋转所产生的阻力总和,可按式 (2) 计算:

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

式中: f — 模拟摩擦系数,由工作条件及制造安装水平决定;

L — 输送机长度 (头尾滚筒中心距) (m);

g — 重力加速度 (m/s^2);

q_{RO} — 承载分支托辊组每米长度旋转部分质量 (kg/m);

q_{RU} — 回程分支托辊组每米长度旋转部分质量 (kg/m);

q_B — 每米输送带质量 (kg/m),初始计算时可凭经验取值,也可按表取值,计算完成后,如发现实际选用的 q_B 值与初始计算值有较大出入,应按实际值重新计算;

q_G — 每米输送物料质量 (kg/m);

δ — 输送机倾角 ($^\circ$)。

其中,模拟摩擦系数的作用是实现输送机移动部件和旋转部件重力向摩擦力的转换,所以模拟摩擦系数值的选取极为关键。较大的系数会使输送机各部件选型提升,增加成本;较小的系数会使输送机启动困难或带料运行时因阻力较大而无法达到标准运量。优化模拟摩擦系数是一项重要的设计工作,按照 DT II (A) 型输送机的设计概念,水平、向上倾斜及向下倾斜的工况时,根据工作环境不同,可选取系数值在 0.020 ~ 0.030 之间^[1]。根据笔者十余年带式输送机领域的工作经验,模拟摩擦系数仍有可优化点。

首先,根据输送机运行工作的工况环境、物料种类,可对模拟摩擦系数值进行降值选取。常规设计时,按照现有执行标准,输送机的模拟摩擦系数值余量较大,从工业设计实际应用角度衡量,数值较为保守。所以在输送机工作环境良好,无粉尘、无振动,

胶带机安装过程严格按照带式输送机标准执行,上下游部件衔接良好,物料冲击小,粒度、湿度均在标准范围内时,模拟摩擦系数值可取0.018。若输送机在室内良好环境下运行,输送机自身清扫效果好、运行维护及时,输送机长度小于300m,且为水平带式输送机的情况下,模拟摩擦系数值可降至0.016~0.018。

其次,通过机械物理性质的方法降低系数值是可行性方案。因输送机所有移动、旋转部件质量最终均作用于托辊轴承,所以降低轴承内的摩擦力即可降低模拟摩擦系数。对于目前已标准化的轴承,轴承内的注油量是影响托辊轴承使用效果的重要因素,所以降低模拟摩擦系数的方法是使轴承内润滑脂填充量为满足带式输送机运行的最佳油量。合理填充润滑脂可以减小轴承内的旋转摩擦阻力,即减小模拟摩擦系数,进而减小输送机的主要阻力。合理的润滑脂填充量也可降低轴承损耗,延长轴承使用寿命,减小受损轴承随输送机运行产生的故障性摩擦阻力,甚至可以减小某些损坏轴承形成的卡阻力,从而达到减小输送机主要阻力的目的。某单位曾成立项目组,对带式输送机托辊轴承润滑脂填充量进行专门研究实验,得出对应轴承最低损坏率的润滑脂最佳填充量,研究报告显示,合理的托辊轴承润滑脂填充量对托辊轴承使用效果和寿命有很大影响。所以,带式输送机主要阻力可以从合理降低模拟摩擦系数、选取托辊轴承润滑脂最佳填充量两个方面进行优化。

3 附加阻力

带式输送机附加阻力 F_N 包括加料和加速段物料和输送带间的惯性阻力和摩擦阻力 F_{bA} ,加料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 和除传动滚筒外的改向滚筒轴承阻力 F_2 四部分,可按式(3)计算:

$$F_N = F_{bA} + F_f + \sum_{i_1=1}^{N_1} F_1(i_1) + \sum_{i_2=1}^{N_2} F_2(i_2) \quad (3)$$

式中: N_1 —输送带绕过滚筒的次数;

N_2 —改向滚筒个数。

3.1 加料和加速段物料和输送带间的惯性阻力和摩擦阻力

在加料和加速段物料和输送带间的惯性阻力和摩擦阻力 F_{bA} 的计算公式为:

$$F_{bA} = I_v \rho (v - v_0) \quad (4)$$

式中: I_v —输送能力(m^3/s);

ρ —被输送散状物料的堆积密度(kg/m^3);

v —输送带速度(m/s);

v_0 —在输送带运行方向上物料的输送速度分量(m/s)。

分析式(4)可以得出,物料的输送速度分量(v_0)是影响惯性阻力和摩擦阻力的因素,输送速度分量越小,阻力越大,反之阻力越小。所以增大物料输送速度分量是减小惯性阻力和摩擦阻力的有效途径。增大物料输送速度分量应从落料料流做起,设置落料口向前斜送式溜槽,使物料在下落过程中受溜槽导料作用,沿输送方向向前落料,同时在溜槽内部加装耐磨衬板,利用土建对溜槽进行加固,这样可使物料在落入输送机导料槽时具有较大的向前输送速度分量,从而减小在加料和加速段物料和输送带间的惯性阻力及摩擦阻力,达到减小附加阻力的目的。

3.2 加速段被输送物料和导料栏板间的摩擦阻力

在加速段被输送物料和导料栏板间的摩擦阻力 F_f 的计算公式为:

$$F_f = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 b_1^2} \quad (5)$$

式中: μ_2 —物料与导料栏板间的摩擦系数;

l_b —加速段长度(m);

b_1 —导料栏板间的宽度(m)。

根据摩擦阻力 F_f 的计算公式可以发现,只有 l_b 、 v_0 为可研究变量,其余为固定常量或物料属性,减小 l_b 、或增大 v_0 可减小摩擦阻力值。加速段长度 l_b 的计算公式如下:

$$l_{bmin} = \frac{v^2 - v_0^2}{2g\mu_1} \quad (6)$$

式中: μ_1 —物料与输送带间的摩擦系数。

从式(6)可以发现,可变量为 v_0 ,改变输送速度分量可以调整物料加速段长度,输送速度分量值为 $0 \leq v_0 \leq v^{[2]}$ 。输送速度分量增大时,可减小加速段长度 l_b ,进而减小摩擦阻力 F_f 。得出的结论与本文减小物料和输送带间的惯性阻力及摩擦阻力 F_{bA} 的结论一致,优化落料料流,科学设计落料溜槽可减小输送机附加阻力 F_N 。

3.3 阻力的简化计算

按照现有带式输送机设计标准DT II(A),对机

长大于 80m 的带式输送机, 因附加阻力明显小于主要阻力, 可用简便的方式进行计算。简化方法为引入系数 C , 简化后的公式如下:

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

C 与输送机长度有关的系数, 在机长大于 80m 时, 可按表查取。

首先, 式 (7) 为一般通用公式, 仅适用于普通形式带式输送机的设计计算, 对于设计形式比较特殊的带式输送机, 计算效果仍有欠缺。例如, 受料段较长的槽下输送机, 由于筒仓数量较多, 且筒仓较大, 导料槽长度较大, 由此产生的惯性阻力及摩擦阻力 F_{bA} 、物料和导料槽板间的摩擦阻力 F_f 在输送机所有阻力之和中的占比远远大于一般输送机, 此时简便计算方式误差较大, 系数 C 值选取困难, 简便计算方式已不适用。其次, 具有设计特点的输送机也应考虑附加阻力的占比, 适当调整系数 C 的取值, 不应直接从表中选取。例如, 下拉驱动带式输送机, 由于驱动下拉, 改向滚筒、增面滚筒、配合液压拉紧的滚筒数量较多, 在此情况下, 输送带绕经滚筒的缠绕阻力 F_l 和改向滚筒轴承阻力 F_t 较大, 附加阻力 F_N 也会随之增大, 在阻力之和中的占比也相应增大, 此时系数 C 的取值也应做出相应调整, 直接选取会产生较大误差。所以在进行带式输送机设计时, 应科学选择计算方式, 合理选取系数 C 值。

4 主要特种阻力

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栏板间的摩擦阻力 F_{gl} 两部分, 计算公式如下:

$$F_{S1} = F_\epsilon + F_{gl} \quad (8)$$

F_ϵ 可分两种情况计算。

(1) 三个等长辊子的前倾上托辊时:

$$F_\epsilon = C_\epsilon \mu_0 L_\epsilon (q_B + q_G) g \cos \delta \sin \epsilon \quad (9)$$

(2) 二托式前倾下托辊时:

$$F_\epsilon = \mu_0 L_\epsilon q_B g \cos \lambda \cos \delta \sin \epsilon \quad (10)$$

式中: C_ϵ — 槽形系数, 根据托辊组槽角选取;

μ_0 — 托辊和输送带间的摩擦系数;

L_ϵ — 装有前倾托辊组的输送机长度 (m);

ϵ — 托辊前倾角度 ($^\circ$);

λ — 槽形托辊侧辊轴线与水平线间的夹角 ($^\circ$)。

分析得出, 影响托辊前倾摩擦阻力 F_ϵ 的因素为

装有前倾托辊组的输送机长度。前倾托辊组多用于物料密度较大、运量较大的输送机, 其作用主要是调整胶带跑偏、防止抖带、使输送机运行趋于平缓。所以在输送机运量较小、物料特性好、工况环境好, 输送机自身完全可以达到良好的运转性能的情况下, 可减小前倾托辊组的设计使用量, 甚至可以不使用前倾托辊组, 以便优化特种阻力计算, 减小运行能耗。

F_{gl} 的计算公式如下:

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 I_v^2 \rho g l}{v^2 b_1^2} \quad (11)$$

式中: l — 导料槽栏板长度 (m)。

分析此阻力的计算公式可以发现, 缩小导料槽栏板长度, 可以达到减小摩擦阻力的目的。在带式输送机的实际生产运用中, 按选型标准设计的导料槽往往长度较大, 远远超过导送物料所需的长度, 致使物料与导料槽两侧板的摩擦长度过长, 很大程度增加了摩擦阻力 F_{gl} 。在设计允许的情况下, 考虑落料料流, 结合各带式输送机项目导料实际需要, 可缩减导料槽长度来减小物料与导料槽栏板间的摩擦阻力。缩减长度可采用减少导料槽中段数量的方式, 使导料槽长度满足导料需求即可, 甚至可以制作非标导料槽。例如在设计高炉带式输送机时, 多个落料口同时落料时, 可按此情况计算加速段长度, 根据加速段长度设计导料槽所需最大长度。同一输送机具有多个受料段时, 无特殊情况, 应采用导料槽分段设置的方式, 针对各个下料口设置对应导料槽, 各下料口间的不必要导料长度可相应去除, 最大限度减小导料槽栏板长度; 分段后的导料槽可设置后帘、前帘, 使物料能够顺利通过且满足防尘要求。

5 附加特种阻力

附加特种阻力 F_{S2} 包括输送带清扫器摩擦阻力 F_r 和犁式卸料器摩擦阻力 F_a 等, 是带式输送机运行中的附加或辅助部件产生的阻力, 其计算公式如下:

$$F_{S2} = n_3 F_r + F_a \quad (12)$$

式中: n_3 — 清扫器个数, 包括头部清扫器和空段清扫器。

输送带清扫器摩擦阻力 F_r 的一般计算公式为:

$$F_r = A_p \mu_3 \quad (13)$$

式中： A —一个清扫器和输送带的接触面积（ m^2 ）；

p —清扫器和输送带间的压力（ N/m^2 ）；

μ_3 —清扫器和输送带间的摩擦系数。

带式输送机的清扫器一般可分为两类，即头部清扫器和空段清扫器。清扫器因其特殊的清扫作用，多数设置在拉紧装置、尾部滚筒、头部落料点等关键部位，保护输送机部件，所以清扫器的数量通常不可减少。在带式输送机的生产运行中，因输送带截面受力不均匀、设备安装误差、胶带跑偏及抖带等因素，空段清扫器与输送带的接触面积往往达不到全面接触，对此，引用系数 k ，取值为 $k=0.7 \sim 0.9$ ，对标准接触面积做合理减小^[3]，使设计计算更贴近现场实际工况，则清扫器摩擦阻力 F_r 的计算公式变为：

$$F_r = kAp\mu_3 \quad (14)$$

式（14）仅适用于空段清扫器，对于H型、P型等头部清扫器仍需按照常规方式计算。在输送机具有下拉驱动或多个受料点时，空段清扫器使用数量较多，引用系数 k 后会取得变化较为明显的清扫器摩擦阻力值。

犁式卸料器摩擦阻力 F_a 的计算公式为：

$$F_a = B \cdot k_2 \quad (15)$$

式中： B —输送带宽度（ m ）；

k_2 —刮板系数，一般取 $k_2=1500\text{N}/\text{m}$ 。

目前，国内带式输送机犁式卸料器的犁刀大多采用锰制合金等金属材质或聚氨酯材质，均具有较强的耐磨性，更换频次低，但刀头与输送带的摩擦力较大，而且易划伤输送带。将犁式卸料器刀头更换为橡胶板，可有效减小犁刀与输送带间的摩擦力，且不易划伤输送带，达到优化摩擦阻力的目的，但需加强对犁式卸料器的使用监测，注意刀头消耗，定期更换刀头。

6 倾斜阻力

倾斜阻力 F_{st} 的计算公式如下：

$$F_{st} = q_G \cdot g \cdot H \quad (16)$$

式中： H —输送机受料点与卸料点间的高差（ m ）。

在倾斜阻力的设计计算中，高差 H 并非头尾滚筒高差，而是受料点与卸料点间的高度差，所以要严格按照物料的提升高度进行计算，不可将头尾滚筒高差直接代入计算。同一输送机具有多个受料点时，如果通过一个受料点对输送机进行装载时，不能达到满载运量，此时，高度差的起点不应按最低受料点直接计算，应根据各受料点的料流和受料点间距，换算得出满载时的最低受料点，作为高度差的起点进行计算。

7 结语

带式输送机的发展应该抓住设计的关键因素，圆周驱动力的优化设计更是重中之重。本文对圆周驱动力的各个组成部分进行了细致分析，在多个阻力计算方面提出了优化方案，并在可实现圆周驱动力优化改进的托辊轴承润滑环节提出了改进方案，达到了优化圆周驱动力计算的目的，使带式输送机的设计更为合理，运行更加高效环保。

参考文献：

- [1] 张尊敬，汪甦.DT II (A) 型带式输送机设计手册[M]. 北京：冶金工业出版社，2003:21.
- [2] 宋伟刚. 散状物料带式输送机设计[M]. 沈阳：东北大学出版社，2000:11.
- [3] 金丰民，王瑀，张荣建，等. 带式输送机实用技术[M]. 北京：冶金工业出版社，2012:194-195.