



移动阅读

黄伟,郭帅平,范星明,等.考虑物料因素的圆管带式输送机直线段托辊接触力研究[J].煤炭学报,2019,44(7):2267-2276. doi:10.13225/j.cnki.jccs.2019.0308

HUANG Wei, GUO Shuaiping, FAN Xingming, et al. Roller contact force for straight section of pipe conveyor considering material factors[J]. Journal of China Coal Society, 2019, 44(7): 2267-2276. doi:10.13225/j.cnki.jccs.2019.0308

考虑物料因素的圆管带式输送机直线段托辊接触力研究

黄伟¹, 郭帅平^{1,2}, 范星明¹, 李学军¹, 叶桂林³

(1. 湖南科技大学 机械设备健康维护湖南省重点实验室, 湖南 湘潭 411201; 2. 中国矿业大学 江苏省矿山机电装备重点实验室, 江苏 徐州 221116; 3. 泰富国际工程有限公司, 湖南 湘潭 411201)

摘要:托辊接触力是圆管带式输送机托辊结构设计的关键参数,工程设计中基于输送带成形力、物料与输送带重力近似计算托辊组接触力,并将其作为单个托辊接触力的设计依据,使托辊接触力误差较大。为提高托辊接触力的计算精度,得到托辊接触力的计算方法,将托辊接触力分解为与物料重力、输送带成形力、输送带重力相关的3个分量,同时考虑托辊组中6个托辊的不同位置,分别研究各托辊接触力中3个分量,最终得到托辊接触力计算式。以管径为150 mm的圆管带式输送机直线段为研究对象,具体研究过程如下:首先,研究了物料因素对托辊接触力的影响,基于有限元法建立了输送带-托辊动力学模型,考虑8组不同物料填充率下各托辊接触力的变化规律,分析得到各托辊承受物料重力的占比,当物料填充率大于50%时,下方两侧托辊承受33%~34%的物料重力,最下方托辊承受约60%的物料重力;其次,基于输送带-托辊动力学模型,分别考虑承载5组不同密度的物料,分析得到物料密度对托辊承受物料重力的占比影响较小,可忽略不计;基于上述物料因素分析,确定了托辊接触力中物料重力分量的计算式。然后,研究了输送带重力、输送带成形力对托辊接触力的影响,分别建立了只考虑输送带成形力和只考虑输送带重力的2种输送带-托辊动力学模型,分析得到下方两侧托辊承受约32%的输送带重力,最下方托辊承受约70%的输送带重力;下方5个托辊受输送带成形力作用相近,最上方托辊受输送带成形力作用最大,约为下方5个托辊平均值的1.49倍。综合托辊接触力中3个分量,得到各托辊接触力的计算式。最后,通过实验测试了不同物料填充率下的托辊接触力,验证了托辊接触力计算式,其计算精度较高。

关键词:圆管带式输送机;动力学模型;物料填充率;物料密度;托辊接触力

中图分类号:TD825.1;TH222

文献标志码:A

文章编号:0253-9993(2019)07-2267-10

Roller contact force for straight section of pipe conveyor considering material factors

HUANG Wei¹, GUO Shuaiping^{1,2}, FAN Xingming¹, LI Xuejun¹, YE Guilin³

(1. Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China; 2. Jiangsu Key Laboratory of Mine Mechanical and Electrical Equipment, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China; 3. Citic International Engineering Co., Ltd., Xiangtan 411201, China)

收稿日期:2019-03-12 修回日期:2019-05-19 责任编辑:郭晓炜

基金项目:湖南省科技重大专项资助项目(2015GK1003);江苏省矿山机电装备重点实验室开发基金资助项目(JSKL-MMEE-2018-2);国家自然科学基金资助项目(51705144)

作者简介:黄伟(1993—),男,湖南新邵人,硕士。E-mail:huang931005@163.com

通讯作者:郭帅平(1987—),男,湖南长沙人,讲师,博士。E-mail:guoshuaiping@163.com

Abstract: The roller contact force is a key parameter for the roller structure design of pipe conveyor. In the engineering design, the total contact force of roller group is estimated roughly by calculating the sum of the forming force of belt, the gravity of material and the gravity of the belt between two roller group. The total contact force multiplied by empirical safety factor is regarded as the structure design basis of single roller. The roller contact force is not accurate enough. In order to improve the calculation accuracy, the contact force is decomposed into three components related to the gravity of material, the forming force of belt, and the gravity of belt. It is also calculated separately considering the difference in the position of six rollers in the roller group. The straight section of a pipe conveyor with a diameter of 150 mm is taken as an example to study contact force, and the specific research process is as follows: firstly, the influence of material factors on the contact force is studied by the dynamic model of belt-roller which is based on the finite element method. The proportion of material gravity on each roller is obtained by the variation law of contact force under eight material filling rates. The result shows that when the material filling rate is greater than 50%, the rollers on lower side are subjected to about 33% to 34% of material gravity, and the bottom roller is subjected to about 60% of material gravity. Secondly, the variation law of contact force under five material densities is modeled by dynamic model. It shows that the influence of density on contact force is weak and can be negligible. So the calculation formula of the material gravity component is obtained based on above analysis. Thirdly, the effects of gravity of belt and forming force of belt on the contact force are studied. Two belt-roller dynamics models of belt-roller are established, which are only considered the forming force of belt and the gravity of belt respectively. The result shows that the rollers on the lower side are subjected to about 32% of belt gravity, and the bottom roller is subjected to about 70% of belt gravity. The forming force component of the belt on the lower five rollers are close, and the top roller is subjected to the largest forming force component of belt, which is about 1.49 times than the average value of lower five rollers. The calculation formula of contact force of each roller is obtained by combining with three components of contact force.

Key words: pipe conveyor; dynamic model; material filling rate; material density; roller contact force

圆管带式输送机是一种新型环保高效的散料输送装备,广泛应用于矿业、冶金、化工、电力、港口等行业^[1]。托辊接触力是圆管带式输送机托辊结构设计的关键因素,托辊接触力为输送带成形力、输送带重力与物料重力综合作用在托辊上产生的正压力的总和^[2],若托辊接触力过大,托辊处于超载运行状态极易发生疲劳失效,而托辊接触力过小,说明设计时选取了较大安全系数,导致托辊质量设计过大以及材料的浪费;同时,托辊接触力也是评估压陷阻力的一个重要参考依据^[3-4],国外学者最早采用托辊与输送带接触区域产生的正压力,即托辊接触力来计算压陷阻力,故托辊接触力的研究是圆管带式输送机设计的关键因素。工程设计中常根据物料、输送带质量与输送带成形力近似得到托辊组的接触力,基于托辊组接触力对单个托辊进行结构与强度校核,并对托辊组中 6 个不同位置托辊选取同一型号,该设计方法存在较大误差,且忽略了托辊组不同位置托辊接触力的差异,导致各托辊失效时间不一,故托辊接触力的设计还存在很大优化空间。在输送带设计选型后,物料是托辊接触力计算需考虑的关键因素,物料主要由物料填充率与物料密度 2 个因素来影响托辊接触力的计算。圆管带式输送机运行时一般将物料填充率设计

为 75%^[1],然而在运输时常需运输不同种类的物料,其密度不同导致同物料填充率下托辊接触力产生差异,若物料密度过大将造成圆管带式输送机的超载运行,此时需根据不同物料密度设计不同的物料填充率,使托辊处于正常运行状态。故考虑物料因素的托辊接触力研究对托辊设计极其重要。

针对托辊受力情况的研究,国外 MOLNÁR 等^[5-6]通过圆管带式输送机实验台,研究了不同静态拉力下托辊接触力变化规律。ZAMIRALOVA 等^[7]基于实验研究了带宽、管径、抗弯刚度等因素对托辊接触力的影响。国内 ZHENG Q J 等^[8]建立了离散元与有限元的耦合模型,分析了圆管带式输送机不同管径下托辊接触力的变化规律。宋伟刚等^[9]通过离散元软件建立了输送带和物料的仿真模型,得到了不同槽角下物料与输送带的摩擦力。宾光富等^[10]建立圆管输送带-托辊组刚柔耦合模型,分析匀速和匀加速工况下托辊接触力随时间的变化情况。毛君^[11]基于黏弹性理论和摩擦学原理,对黏弹性带-刚体托辊系统在停机后的能耗机理进行了理论研究。然而,上述研究大多只从静力学上分析了不同因素对托辊接触力的影响,开展动力学方面分析物料因素对托辊接触力的影响研究较少,且未能把输送带成形力、物料与输

送带重力对托辊接触力的影响因素综合考虑,形成托辊接触力计算式。为优化托辊结构设计,探明物料因素、输送带成形力、输送带重力对托辊接触力影响,得到托辊接触力的计算式具有重要意义。

笔者以管径为 150 mm 的圆管带式输送机直线段为例,构建托辊与输送带的动力学模型展开分析,研究了物料填充率与密度对托辊接触力的影响规律,并与空载工况下的托辊接触力对比,得到下方 3 个托辊承受物料重力的占比;并结合输送带重力与输送带成形力对托辊接触力的影响,得到了托辊接触力的计算式,最后通过实验验证了托辊接触力计算式的正确性。

1 托辊接触力受力分析

托辊接触力为输送带成形力、输送带重力与物料重力综合作用在托辊上产生正压力的总和^[2],即

$$F_i = F'_{Ci} + F'_{gi} + F'_i \quad (1)$$

其中, i 为托辊序号; F_i 为第 i 个托辊接触力; F'_{Ci} , F'_{gi} , F'_i 为输送带成形力、输送带重力、物料重力分别在托辊上产生的正压力。

为研究托辊受力的情况,本文以前三后三辊式托辊组为例进行受力分析,托辊组中托辊布置方式如图 1 所示。

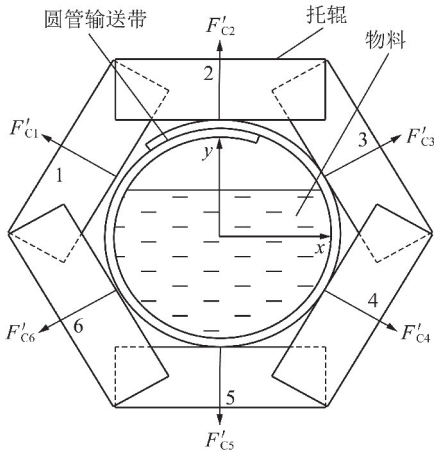


图1 托辊受力分析

Fig. 1 Force analysis of the roller

以图 1 中托辊 4 为例,该处输送带的成形力为 F_{C4} ,托辊 4 受到成形力的反作用力 F'_{C4} , F_{C4} 使输送带在与托辊 5 接触处产生弯矩 M 。圆管输送由上覆面胶、带芯、下覆面胶 3 层组成,当输送带由平型卷成圆管状时,输送带截面应力对截面产生的弯矩为

$$M = M_1 + M_2 + M_3 \quad (2)$$

式中, M_1 , M_2 , M_3 分别为输送带上覆面胶、带芯、下覆面胶所受的弯矩。

$$M_1 = \int_{\frac{t}{2}-t_1}^{\frac{t}{2}} k_1 \frac{2y}{D+t} L y dy \quad (3)$$

$$M_2 = \int_{\frac{t}{2}+t_3}^{\frac{t}{2}-t_1} k_2 \frac{2y}{D+t} L y dy \quad (4)$$

$$M_3 = \int_{\frac{t}{2}-t_3}^{\frac{t}{2}} k_1 \frac{2y}{D+t} L y dy \quad (5)$$

式中, D 为圆管输送带内径; L 为两个托辊间的输送带弧长, $L = \pi D/6$; t 为输送带的厚度; k_1 , k_2 分别为覆面胶、带芯的弹性系数; t_1 , t_3 分别为输送带上、下覆面胶厚度; y 为距离中性层的距离。

$$M = F_C L', L' = D \sin 30^\circ \quad (6)$$

$$F_C = M/L' = (M_1 + M_2 + M_3)/L' \quad (7)$$

式中, L' 为 L 对应的弦长; F_C 为输送带成形力。

将式(3)~(6)分别代入式(7)即可得出成形力大小。同理,根据以上步骤可分别计算出其他 5 个托辊所受到的输送带成形力,其中,托辊 2 位于圆管输送带的搭接重合处,受到的成形力比其他托辊大,应乘以系数 ξ ,即

$$F_2 = \xi F_C \quad (8)$$

托辊组中位于下方 3 个托辊受到输送带成形力的作用,还受到物料重力 G_1 与输送带重力 G_2 的作用,其托辊受到的总重力 G 为

$$G = G_1 + G_2 \quad (9)$$

物料的重力为

$$G_1 = \rho V g = \rho \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 \psi a_0 g \quad (10)$$

输送带的重力为

$$G_2 = B a_0 t q g \quad (11)$$

式中, ψ 为物料填充率,一般取 75%,最高不得大于 80%^[1]; ρ 为物料密度, kg/m^3 ; A 为圆管输送带的横截面积, m^2 ; a_0 为托辊组间距, m ; B 为带宽, m ; t 为带厚, m ; g 为重力加速度, m/s^2 ; q 为输送带密度, kg/m^3 。

下方 3 个托辊受重力的影响可用输送带重力与物料重力的分量表示,其中,托辊 4、托辊 6 位于相互对称位置,受到的重力分量近似相等。故不考虑输送带重力、成形力及物料重力的相互影响,基于上述分析可近似得到托辊接触力计算式,即

$$\begin{cases} F_1 = F_3 = F_C \\ F_2 = \xi F_C \\ F_4 = F_6 = F_C + \zeta_4 G_1 + \omega_4 G_2 \\ F_5 = F_C + \zeta_5 G_1 + \omega_5 G_2 \end{cases} \quad (12)$$

其中, ζ_4 为托辊 4、托辊 6 承受物料重力的占比; ζ_5 为托辊 5 承受物料重力的占比; ω_4 为托辊 4、托辊 6 承

受输送带重力的占比; ω_5 为托辊 5 承受输送带重力的占比。

然而,各托辊受到的重力分量难以通过理论分析计算得到,且输送带卷成圆管时不是一个规则的圆形,输送带成形力对各托辊影响存在差异,故本文通过建立输送带-托辊动力学模型,并结合实验验证以研究托辊接触力。

2 输送带-托辊动力学建模

通过有限元软件 ANSYS 建立圆管输送带与托辊的动力学模型,研究圆管带式输送机托辊接触力变化情况。圆管带式输送机结构材料如下:输送带卷成圆管的管径 $D=150$ mm,输送带厚度 $t=7.9$ mm,输送带密度为 1.2 t/m^3 ,带宽 $B=600$ mm,带长 $L_1=3.6$ m,托辊长度 $L_2=140$ mm,托辊直径 $D_2=76$ mm,成管托辊组采用前三后三辊式托辊组,共布置 3 组,托辊组间距 $a_0=1.2$ m,输送机的提升角度为 $\beta=5^\circ$ 。

建立圆管状输送带与托辊组的几何模型,选用 Solid185 单元,以扫略方式对输送带与托辊结构进行网格划分^[12];定义三维接触对时,将托辊定义为目标面,输送带定义为接触面,另外,输送带重叠部分也存在接触问题,将输送带相接触的 2 个面分别定义为目标面和接触面^[13];将托辊轴两端自由度全部约束;将输送带与托辊的滚动摩擦简化为滑动摩擦,限制输送带两端面左右、上下 2 个方向(图 1 中 x, y 方向)的自由度,输送带两侧面施加力矩模拟输送带卷成圆管的成形力;在重力方向上施加重力加速度模拟重力载荷。根据圆管输送带受物料作用的受力式^[14],将物料的作用力加载在输送带内表面;圆管带式输送机运行过程中物料填充率最高不得超过 80%^[1],该处模型中将物料填充率取为 70%,物料密度取为 2.1 t/m^3 ,对输送带施加 1 m/s 的速度使其运动 1 m 。

图 2 为所建立的输送带-托辊动力学模型,由于共布置了 3 组托辊组,两端托辊组受输送带伸出端影响较大,故以下分析都只取中间段托辊组作为研究对象,其托辊布置顺序如图 1 所示。

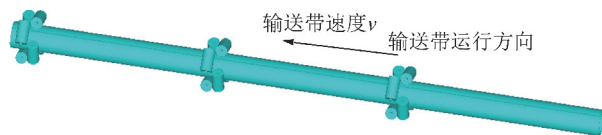


图 2 输送带-托辊动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of belt-rollers

3 物料因素对托辊接触力影响

物料填充率与物料密度是圆管带式输送机设计的关键因素,为探明物料填充率与物料密度对托辊接触力的影响,本章通过建立多组不同物料填充率与物料密度的输送带-托辊动力学模型,进行托辊接触力的研究。

3.1 物料填充率对托辊接触力影响

在研究物料填充率对托辊接触力的影响时,由于物料填充率超过 80% 极易发生胀管,工程设计中一般不允许物料填充率超过 80%,故不考虑物料填充率在 80% 以上的情况;圆管带式输送机运输的物料一般为煤、矿石等,其密度为 $1\sim 3\text{ t/m}^3$ ^[15],而实验中所选用的物料密度为 2.1 t/m^3 ,为了更好对比仿真值与实验值,故在研究物料填充率对托辊接触力的影响时,将物料密度选为 2.1 t/m^3 。为研究不同物料填充率下的托辊接触力,分别建立物料填充率为 0, 10%, 20%, ..., 80% 的输送带-托辊动力学模型,基于动力学模型得到输送带运行 1 s 的托辊接触力的平均值,并通过式(10)计算得到不同物料填充率下的物料重力 G_ψ ,表 1 列出了不同物料填充率下的托辊接触力值与物料重力值,图 3 为不同物料填充率下的托辊接触力变化情况。

表 1 不同物料填充率下托辊接触力值

Table 1 Roller contact force under different material filling rates

物料填充率/%	托辊接触力 F/N						G_ψ/N
	托辊 1	托辊 2	托辊 3	托辊 4	托辊 5	托辊 6	
0	47.2	61.9	58.1	67.0	82.1	74.2	0
10	45.5	58.3	56.8	79.7	108.5	86.1	44.5
20	44.5	53.3	55.1	94.9	139.0	102.4	89.0
30	44.9	49.1	54.2	111.0	169.0	122.0	133.5
40	44.6	45.7	54.1	125.5	192.9	137.0	178.0
50	46.3	42.4	53.8	140.6	217.0	150.8	222.5
60	47.5	38.8	56.3	156.0	241.0	165.4	267.1
70	48.1	35.9	58.3	174.8	266.3	179.7	311.0
80	50.4	32.6	61.5	185.8	287.7	194.9	356.1

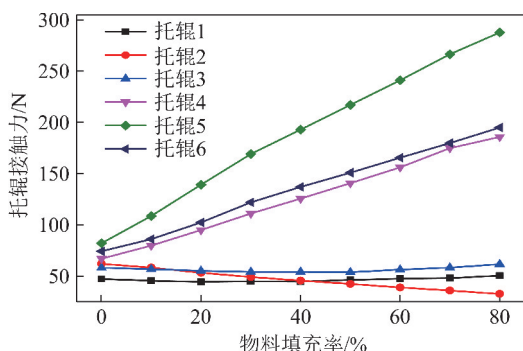


图3 不同物料填充率下托辊接触力的变化情况

Fig. 3 Change of the roller contact force under different material filling rates

由图3可知,托辊2接触力随物料填充率增大而缓慢减少;托辊1与托辊3接触力几乎不受物料填充率的影响;托辊4、托辊5、托辊6接触力与物料填充率近似呈线性递增关系,其中,托辊5增长率最快。

将不同物料填充率下的托辊接触力 $F_i(\psi)$ 减去空载工况下的托辊接触力 $F_i(0)$,得到只在物料重力

作用下托辊受到的正压力 $F'_i(\psi)$,即

$$F'_i(\psi) = F_i(\psi) - F_i(0) \quad (13)$$

则不同物料填充率下托辊承受物料重力的占比 $\zeta_i(\psi)$ 为

$$\zeta_i(\psi) = F'_i(\psi) / G_\psi \quad (14)$$

将托辊承受物料重力的占比简称为重力占比系数。

针对托辊1与托辊3,根据表1与式(13),(14)得到不同物料填充率下 $F'_1(\psi)/G_\psi \approx F'_3(\psi)/G_\psi \approx 0$,故物料填充率对正压力 F'_1 与 F'_3 的影响可忽略不计。

针对托辊2, F'_2 随物料填充率增大而减少,根据表1数据可得到正压力 F'_2 与物料重力的关系,即

$$F'_2(\psi) = F_2(\psi) - F_2(0) = -0.08G_\psi \quad (15)$$

故不同物料填充率下 $\zeta_2(\psi) = F'_2(\psi)/G_\psi = -0.08$ 。

针对托辊4,5,6,根据表1与式(13),(14),得到了不同物料填充率下的 $F'_i(\psi)$,物料重力 G_ψ 及重力占比系数 $\zeta_i(\psi)$,表2列出了以上数据。

表2 不同物料填充率下托辊重力占比系数

Table 2 Proportion of material gravity on the roller under different material filling rates

物料填充率/%	托辊4		托辊5		托辊6		G_ψ/N
	$F'_4(\psi)/\text{N}$	$\zeta_4(\psi)/\%$	$F'_5(\psi)/\text{N}$	$\zeta_5(\psi)/\%$	$F'_6(\psi)/\text{N}$	$\zeta_6(\psi)/\%$	
10	12.7	28.5	26.4	59.3	11.9	26.7	44.5
20	27.9	31.3	56.9	63.9	28.2	31.7	89.0
30	44.0	33.0	86.9	65.1	47.8	35.8	133.5
40	58.5	32.9	110.8	62.2	62.8	35.3	178.0
50	73.6	33.1	134.9	60.6	76.6	34.4	222.5
60	89.0	33.3	158.9	59.4	91.2	34.1	267.1
70	107.8	34.6	185.2	59.5	105.5	33.9	311.0
80	118.8	33.4	205.6	58.7	120.7	33.8	356.1

由表2可知,在不同物料填充率下,托辊4承受28.5%~34.6%的物料重力,托辊5承受58.7%~65.1%的物料重力,托辊6承受26.7%~35.8%的物料重力。在物料填充率小于50%时,各托辊重力占比系数有较小波动;而当物料填充率大于50%时,托辊4重力占比系数稳定在33%左右,托辊5的重力占比系数稳定在60%左右,托辊6的重力占比系数稳定在34%左右。

故当物料填充率小于50%时,根据表2数据拟合得到物料填充率与重力占比系数的关系,即

$$\begin{aligned} \zeta_4(\psi) &= -0.50\psi^2 + 0.41\psi + 0.25 \\ \zeta_5(\psi) &= -1.18\psi^2 + 0.71\psi + 0.54 \\ \zeta_6(\psi) &= -1.17\psi^2 + 0.89\psi + 0.19 \end{aligned} \quad (16)$$

当物料填充率大于50%时,用常值函数拟合重力占比系数与物料填充率的函数,即

$$\begin{aligned} \zeta_4(\psi) &= 0.33 \\ \zeta_5(\psi) &= 0.60 \\ \zeta_6(\psi) &= 0.34 \end{aligned} \quad (17)$$

将重力占比系数离散值以及得到的拟合函数公式(16),(17)绘制成图4,其中点为重力占比系数的离散值,实线为重力占比系数的拟合函数,虚线为拟合误差曲线。由图4可知,函数 $\zeta_i(\psi)$ 的拟合效果较好,其误差最大不超过2%。

上述研究仅针对一种密度下托辊接触力与重力占比系数的研究,对于不同密度的物料,同样重力的物料其物料填充料不同,为使重力占比系数应用更广,进一步开展物料密度对托辊接触力与重力占比系

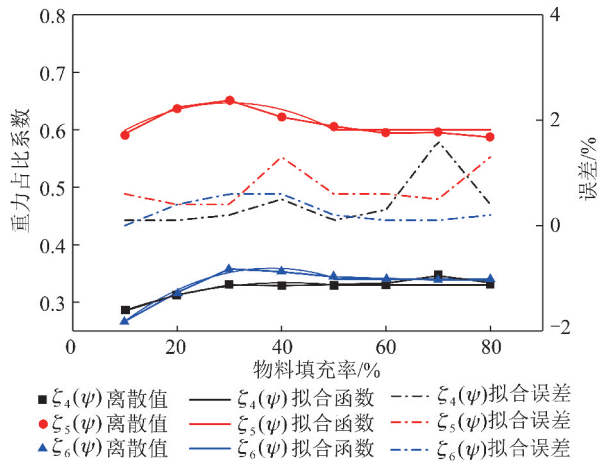


图4 重力占比系数及拟合误差

Fig. 4 Fitting function and its error of on roller

数的影响规律研究。

3.2 物料密度对托辊接触力影响

为了研究物料密度对托辊接触力的影响,分别建立物料密度为 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 t/m³ 的输送带-托辊动力学模型,由于圆管带式输送机运输时一般将物料填充率设计为 75%,故该动力学模型中将物料填充率均选为 75%。基于动力学模型得到不同物料密度下的托辊接触力值,表 3 列出了不同物料密度下的托辊接触力。

通过分析可知,托辊 2 接触力随物料密度增大而缓慢减少;托辊 1、托辊 3 接触力几乎不随物料密度的变化而变化;托辊 4、5、6 接触力随物料密度增大而增大,其中,托辊 5 接触力增长速率最快。

表 3 不同物料密度下托辊接触力值

Table 3 Roller contact force under different material density

物料密度/ (t · m ⁻³)	托辊接触力/N						G_p /N
	托辊 1	托辊 2	托辊 3	托辊 4	托辊 5	托辊 6	
1.0	48.3	45.6	58.1	119.1	176.1	128.4	155.8
1.5	48.7	40.8	58.7	146.8	220.6	154.9	233.7
2.0	49.3	33.4	59.9	174.7	265.8	180.2	311.6
2.5	49.9	27.0	60.5	202.6	312.2	205.4	389.6
3.0	50.1	22.7	60.7	222.8	358.9	230.9	467.5

通过 $\zeta_i(\rho) = F'_i(\rho)/G_p$ 计算得到不同物料密度下重力占比系数,研究重力占比系数随物料密度的变化规律。 $\zeta_i(\rho)$, $F'_1(\rho)$, G_p 分别为考虑密度 ρ 影响的重力占比系数,只在物料重力作用下托辊受到的正压力,物料重力。

针对托辊 1、3,计算得到 $\zeta_1(\rho) \approx \zeta_3(\rho) \approx 0$,故物料密度对托辊 1、托辊 3 重力占比系数的影响可忽略不计。

略不计。

针对托辊 2,可得到

$$\zeta_2(\rho) = F'_2(\rho)/G_p = -0.08 \quad (18)$$

同种物料填充率下,物料密度的增加最终使得 G_p 随之增大,而重力占比系数 $\zeta_2(\rho)$ 没有变化。

针对托辊 4、5、6 时,根据表 3 计算得到不同物料密度下的 $F'_i(\rho)$, G_p , 及 $\zeta_i(\rho)$,表 4 列出了以上数据。

表 4 不同物料密度下托辊重力占比系数

Table 4 Proportion of the roller bearing material gravity under different material density

物料密度/ (t · m ⁻³)	托辊 4		托辊 5		托辊 6		G_p /N
	$F'_4(\rho)$ /N	$\zeta_4(\rho)$ /%	$F'_5(\rho)$ /N	$\zeta_5(\rho)$ /%	$F'_6(\rho)$ /N	$\zeta_6(\rho)$ /%	
1.0	52.1	33.4	94.0	60.3	54.2	34.7	155.8
1.5	79.8	34.1	138.5	59.3	80.7	34.5	233.7
2.0	107.7	34.5	184.7	59.3	106.0	34.0	311.6
2.5	136.6	34.8	231.1	59.2	131.2	33.7	389.6
3.0	155.8	33.3	276.8	59.2	156.7	33.5	467.5

分析表 4 可知,去除输送带对托辊接触力的影响,物料密度增大倍数与托辊 4、托辊 5、托辊 6 正压力 $F'_i(\rho)$ 增大倍数相同,且物料密度对下方 3 个托辊重力占比系数影响较小,不同密度下托辊重力占比

系数相差不超过 1.4%,故物料密度对重力占比系数的影响可忽略不计,将式(16), (17) 作为不同密度与不同填充率下重力占比系数的计算式,并得到与物料重力相关的托辊接触力分量 F'_i 的计算式,即

当物料填充率小于 50% 时,

$$[F'_1 = F'_3 = 0$$

$$F'_2 = \zeta_2 G_1 = -0.08 G_1$$

$$\{F'_4 = \zeta_4 G_1 = (-0.50\psi^2 + 0.41\psi + 0.25) G_1$$

$$F'_5 = \zeta_5 G_1 = (-1.18\psi^2 + 0.71\psi + 0.54) G_1$$

$$[F'_6 = \zeta_6 G_1 = (-1.17\psi^2 + 0.89\psi + 0.19) G_1 \quad (19)$$

当物料填充率大于 50% 时,

$$[F'_1 = F'_3 = 0$$

$$F'_2 = \zeta_2 G_1 = -0.08 G_1$$

$$\{F'_4 = \zeta_4 G_1 = 0.33 G_1 \quad (20)$$

$$F'_5 = \zeta_5 G_1 = 0.60 G_1$$

$$[F'_6 = \zeta_6 G_1 = 0.34 G_1$$

上述研究只针对一种物料密度、多种填充率,以及一种填充率、多种密度的工况,为验证在其他物料密度与填充率的工况下托辊接触力的变化规律,以及式(19),(20)是否依旧适用,进一步建立物料填充率为 0,10%,20%,...,80%,物料密度为 1.0,1.5,2.0,2.5,3.0 t/m³ 的所有工况下的输送带-托辊动力学模型,研究不同物料填充率与密度下托辊接触力的变化规律,得到物料填充率的改变,并不影响物料密度对托辊接触力的变化规律,物料密度的改变,也不影响物料填充率对托辊接触力的变化规律。

然后,通过不同物料填充率以及不同密度下的托辊接触力,计算得到各工况下的 F'_i ,并与式(19),(20)对比得到 F'_i 的误差,表 5 列出了不同物料填充率与密度下式(19),(20)中 F'_i 的误差。

表 5 计算式 F'_i 的误差

Table 5 Error of formula F'_i %

填充率/%	物料密度/(t · m ⁻³)				
	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
10	1.0	0.9	0.6	0.3	0.6
20	0.3	0.7	0.4	0.8	1.1
30	0.7	1.1	0.6	0.4	0.7
40	0.7	1.4	1.3	1.1	0.8
50	0.7	0.6	0.6	0.6	0.6
60	0.5	0.7	0.6	0.7	0.6
70	0.5	0.5	0.5	0.3	0.8
80	0.9	1.0	1.3	1.1	1.3

分析表 5 可知,式(19),(20)的误差范围在 0.3%~1.3%,故该式可较好计算不同物料填充率与密度下的 F'_i 。

4 输送带因素对托辊接触力的影响

托辊接触力不仅受物料重力的影响,还受输送带成形力、输送带重力的影响,其中,物料重力对托辊接触力的关系已探明,而输送带成形力与输送带重力对托辊接触力的影响规律还不清楚,为探明式(12)中托辊承受输送带重力的占比、以及各托辊受到输送带成形力的差异,并得到托辊接触力计算式,可基于单因素法分别开展输送带重力、输送带成形力对托辊接触力的影响,故分别建立以下 2 种输送带-托辊的动力学模型:①只考虑输送带重力,②只考虑输送带成形力。基于以上 2 种动力学模型分别得到输送带重力引起的托辊正压力 F'_{gi} 与输送带成形力引起的托辊正压力 F'_{Ci} 。如表 6 列出了 F'_{Ci} 与 F'_{gi} 的值。

表 6 F'_{Ci} 与 F'_{gi} 的值

Table 6 Normal force of F'_{Ci} and F'_{gi}

托辊正压力	托辊 1	托辊 2	托辊 3	托辊 4	托辊 5	托辊 6
F'_{gi}/N	0	0	0	22.0	47.8	21.1
F'_{Ci}/N	50.5	79.5	61.2	49.6	48.3	56.6

根据式(11)计算得到输送带重力 $G_2 = 68.3$ N,根据表 6 计算可知,只考虑输送带重量对下方 3 个托辊受力影响时,得到托辊 4、托辊 6 均承受约 32% 的输送带重力,托辊 5 承受约 70% 的输送带重力,故 $\omega_4 = 0.32$, $\omega_5 = 0.32$ 。

只考虑输送带成形力对托辊受力影响时,由于圆管输送带不是一个规则的圆形,各托辊受到输送带成形力的影响存在差异,令

$$F_C = (F'_{C1} + F'_{C3} + F'_{C4} + F'_{C5} + F'_{C6})/5 = 53.2 \text{ N} \quad (21)$$

根据表 6 计算可得

$$\begin{aligned} [F'_{C1} &= 0.95 F_C \\ F'_{C2} &= 1.49 F_C \\ \{F'_{C3} &= 1.15 F_C \\ F'_{C4} &= 0.93 F_C \\ F'_{C5} &= 0.91 F_C \\ [F'_{C6} &= 1.06 F_C \end{aligned} \quad (22)$$

而针对托辊 2,输送带重力与物料重力会影响托辊 2 受到的输送带成形力,根据式(19),(22)与输送带重力值,可得到托辊 2 受到的输送带成形力与物料重力、输送带重力的函数关系,即

$$F_2 = 1.49 F_C - 0.08 G_1 - 0.26 G_2 \quad (23)$$

5 托辊接触力计算式

托辊接触力可用与输送带成形力、输送带重力、物料重力相关的 3 个分量表示,即式(12)。

综合上述分析,将 $\zeta_4, \zeta_5, \zeta_6, \omega_4, \omega_5$ 等参数代入式(12),并根据式(22)修正各托辊受到的成形力,可得到各托辊接触力的计算式,即:

当物料填充率大于 50% 时,

$$\begin{aligned} F_1 &= 0.95F_c \\ F_2 &= 1.49F_c - 0.08G_1 - 0.26G_2 \\ F_3 &= 1.15F_c \\ F_4 &= 0.93F_c + (-0.50\psi^2 + 0.41\psi + \\ &\quad 0.25)G_1 + 0.32G_2 \end{aligned} \quad (24)$$

$$F_5 = 0.91F_c + (-1.18\psi^2 + 0.71\psi + 0.54)G_1 + 0.70G_2$$

$$F_6 = 1.06F_c + (-1.17\psi^2 + 0.89\psi + 0.19)G_1 + 0.32G_2$$

当物料填充率小于 50% 时,

$$\begin{aligned} F_1 &= 0.95F_c \\ F_2 &= 1.49F_c - 0.08G_1 - 0.26G_2 \\ F_3 &= 1.15F_c \\ F_4 &= 0.93F_c + 0.33G_1 + 0.32G_2 \\ F_5 &= 0.91F_c + 0.60G_1 + 0.70G_2 \\ F_6 &= 1.06F_c + 0.34G_1 + 0.32G_2 \end{aligned} \quad (25)$$

该托辊接触力计算式可较为精确的计算托辊组中不同位置的托辊接触力。

6 托辊接触力实验验证

为了验证动力学模型以及托辊接触力计算式,设计了管径为 150 mm 的圆管带式输送机实验台,其带厚、带宽、托辊型号、以及托辊组间距等参数均与有限元模型参数一致,实验测试时物料密度为 2.1 t/m^3 。如图 5 所示为圆管带式输送机实验台,该实验台与投入使用的圆管带式输送机结构相同,实验台由电机驱动传动滚筒,并使输送带运动,输送带由 4 组过渡托辊组将其逐渐卷成圆管状,并用成管托辊组使输送带始终以圆管状实现封闭运输,成管段托辊组采用前、后三辊式托辊组。

实验测试时,数据采集装置采用 16 通道综合采集控制模块,实现对各托辊接触力信号的同步采集,数据采集时采样频率设置为 100 Hz,1 s 内可采集 100 个数据。压力传感器型号为 JLBK-500,其灵敏度为 0.017 mV/kg 。图 6 为接触力测试原理图,将压



图 5 圆管带式输送机实验台

Fig. 5 Experimental device of the pipe conveyor

力传感器布置在托辊支架之间,并用螺母固定压力传感器,每个托辊上布置两个压力传感器,压力传感器受力方向与接触力方向一致,故可将 2 个压力传感器之和看作托辊接触力。

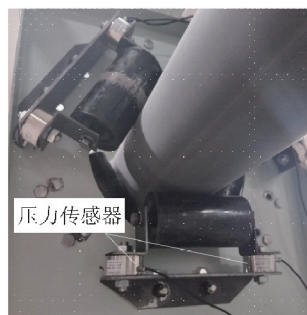


图 6 托辊接触力测试原理

Fig. 6 Schematic diagram of the roller contact force

实验测试时,先启动圆管带式输送机进行上料,然后进行数据的采集,将压力传感器采集的信号传递给数据采集卡,并通过上位机的测试软件读取信号,数据处理后可得到托辊接触力。

通过实验分别得到空载、物料填充率为 30%, 50%, 70% 下的托辊接触力,表 7 列出了实验所测得不同物料填充率下各托辊接触力值。

表 7 不同物料填充率下托辊接触力

Table 7 Roller contact force under different material filling rates

物料填充率/%	托辊接触力/N					
	托辊 1	托辊 2	托辊 3	托辊 4	托辊 5	托辊 6
空载	49.2	64.9	57.8	66.7	84.1	72.2
30	46.7	51.6	50.5	108.1	172.5	112.8
50	48.5	44.2	57.9	138.7	222.9	148.6
70	55.2	33.3	57.1	159.3	270.4	167.9

通过分析可知,物料填充率增大,托辊 2 接触力缓慢减少;托辊 1 与托辊 3 接触力几乎不变;托辊 4、托辊 5、托辊 6 接触力增大,其中,托辊 5 增长速度最快,该实验结果与动力学模型结果一致。对比不同物料填充率下实验值与仿真值,其数值结果相差较小,

从而验证了模型的正确性。

为验证托辊接触力计算式(24),(25)的计算误差,将计算式与实验值结果进行对比。在计算式(24),(25)中,物料密度、输送带密度、托辊组间距等参数均已知,而输送带成形力通过以下方法确定。

将空载工况下6个托辊接触力的实验值代入式(24)中,可得到6个不同的 F_c ,为了减少误差,取6个 F_c 的平均值,作为输送带的成形力,即

$$F_c = 47.0 \text{ N} \quad (26)$$

将计算式中已知条件(2.1节第1段),如托辊组间距、物料密度、输送带密度、输送带成形力等参数代入式(24),(25),得到托辊接触力与物料填充率的函数关系,绘制式(24),(25)的图像,并与实验得到的托辊接触力值进行对比,如图7所示为托辊接触力计算式与实验值的对比。

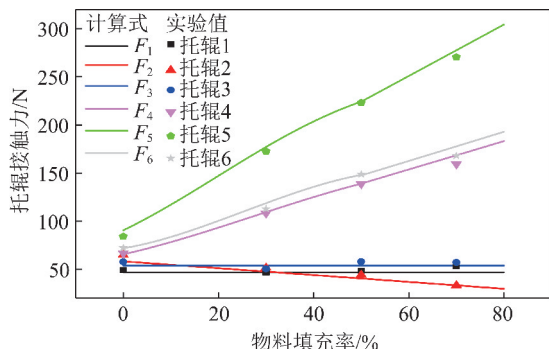


图7 托辊接触力计算式与实验值的对比

Fig. 7 Comparison of the calculation formula of roller contact force and the experimental value

通过分析可知,下方3个托辊接触力计算式的计算精度较高,在物料填充率为70%时,托辊6接触力的相对误差最大,为5.5%,而其他托辊接触力计算误差皆在5%以下。上方3个托辊接触力计算误差稍大,在物料填充率为70%时,托辊1接触力的实验值与计算值相对误差最大,为10.6%,但计算值与实验值偏差不超过6.3 N。

在托辊接触力计算式中,上方3个托辊接触力的误差比下方3个托辊接触力误差大将近两倍左右,主要由于上方3个托辊接触力值本身较小,当托辊位置的安装、输送带搭接处的扭转等出现偏差时,就会对托辊接触力造成较小数值的偏差,且这些偏差在设计与运行中难以避免,进而使实验中测试的实际值与计算值有较大误差,但上方3个托辊接触力的值,以及实验值与计算值的绝对误差值均较小,通过托辊接触力计算式得到的计算值并不影响托辊设计。综合上述分析,托辊接触力计算式(24),(25)可较精确的计算各托辊接触力,为托

辊结构设计提供一定理论依据。

7 结 论

(1)上方两侧托辊接触力几乎不受物料填充率、密度的影响;最上方托辊接触力随物料填充率、密度的增大而缓慢减少;下方3个托辊接触力与物料填充率、密度近似呈线性递增关系,其中最下方接触力增长速度最快。

(2)当物料填充率小于50%时,下方3个托辊承受物料重力的占比有一定波动,当物料填充率大于50%时,下方3个托辊承受物料重力的占比趋于稳定,其中下方两侧托辊均承受33%~34%的物料重力,最下方托辊承受约60%的物料重力;而物料密度对下方3个托辊承受物料重力的占比的影响较小,可忽略不计。

(3)通过实验验证了托辊接触力计算式,其计算精度较高,得到的托辊接触力计算式可为托辊结构设计提供一定理论依据,但只研究了圆管带式输送机直线段托辊接触力,而不同转弯半径下托辊接触力的变化规律还未探明,下一步将开展转弯段托辊接触力研究。

参考文献(References):

- [1] 王鹰,杜群贵,韩刚,等. 环保型连续输送设备--圆管状带式输送机[J]. 机械工程学报,2003,39(1):149-158.
WANG Ying, DU Qungui, HAN Gang, et al. Environment-friendly continuous conveying equipment-The pipe conveyor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(1): 149-158.
- [2] 宋伟刚,季洪博. 圆管带式输送机的研究进展及其设计计算方法[J]. 工程设计学报,2018,25(1):1-11.
SONG Weigang, JI Hongbo. Research progress and design calculation method of pipe conveyor[J]. Journal of Engineering Design, 2018, 25(1): 1-11.
- [3] HUNTER S C. The rolling contact of a rigid cylinder with a viscoelastic half space[J]. Journal of Applied Mechanics, 1961, 28(4): 611-617.
- [4] MAY W D, MORRIS E L, ATTACK D. Rolling friction of a hard cylinder over a viscoelastic material[J]. Journal of Applied Physics, 1959, 30(11): 1713-1724.
- [5] MOLNAR V, FEDORKO G, STEHLIKOVA B. Statistical approach for evaluation of pipe conveyor's belt contact forces on guide rollers[J]. Measurement, 2013, 46(9): 3127-3135.
- [6] MOLNAR V, FEDORKO G, STEHLIKOVA B, et al. Influence of tension and release in piped conveyor belt on change of normal contact forces in hexagonal roller housing for pipe conveyor loaded with material[J]. Measurement, 2016, 84: 21-31.
- [7] ZAMIRALOVA M, LODEWIJKS G. Measurement of a pipe belt conveyor contact forces and cross section deformation by means of the six point pipe belt stiffness testing device[J]. Measurement, 2015,

- 70:232-246.
- [8] ZHENG Q J, XU M H, CHU K W, et al. A coupled FEM/DEM model for pipe conveyor systems; Analysis of the contact forces on belt [J]. Powder Technology, 2016, 314(6):480-489.
- [9] 宋伟刚, 徐亚美, 王雷克. 深槽托辊组大倾角输送机机理分析的仿真方法[J]. 煤炭学报, 2014, 39(2):563-568.
- SONG Weigang, XU Yamei, WANG Leike. Simulation of transport mechanism analysis of deep groove rollers belt conveyor in large inclination angle[J]. Journal of China Coal Society, 2014, 39(2):563-568.
- [10] 宾光富, 张文强, 李学军, 等. 考虑圆管输送带弹性的托辊组动态接触力特性分析[J]. 煤炭学报, 2017, 42(9):2483-2490.
- BIN Guangfu, ZHANG Wenqiang, LI Xuejun, et al. Dynamic contact force analysis considering pipe conveyor belt elasticity [J]. Journal of China Coal Society, 2017, 42(9):2483-2490.
- [11] 毛君, 杨彩红, 李春林. 粘弹性带-刚体托辊系统起动阻力理论分析[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(9):1235-1238, 1243.
- MAO Jun, YANG Caihong, LI Chunlin. A Theoretical study of indentation resistance to a conveyor belt[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 28(9):1235-1238, 1243.
- [12] 李海峰, 吴冀川, 刘建波, 等. 有限元网格剖分与网格质量判定指标[J]. 中国机械工程, 2008, 23(3):368-377.
- LI Haifeng, WU Jichuan, LIU Jianbo, et al. Finite element meshes and indicators of quality[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 23(3):368-377.
- [13] 王繁生. 基于粘弹性材料标准固体模型的接触问题数值方法研究[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(1):65-68.
- WANG Fansheng. Study on the numerical method of the contact problem based on the standard solid model of viscoelastic material [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2015, 34(1):65-68.
- [14] 肖林京, 徐锦诚, 孙可文. 锁边圆管带式输送机弯曲处的力学分析[A]. 中国机械工程学会物料搬运分会学术年会[C]. 1996.
- XIAO Linjing, XU Jincheng, SUN Kewen. Dynamics analysis of pipe belt conveyor with locked edges at its turning point[A]. Academic Annual Meeting of Materials Handling Branch of China Mechanical Engineering Society[C]. 1996.
- [15] 张钺. 新型圆管带式输送机设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007:3-6.