

带式压滤机传动系统建模与滤带滑移分析

倪波,文泽军

(湖南科技大学 机械设备健康维护省重点实验室,湖南 湘潭 411201)

摘要:将带式压滤机工作时所受的污泥载荷等效为外力矩加载至各辊筒上,建立带式压滤机传动系统旋转运动模型,给出稳态时滤带牵引张力和各辊筒旋转角位移以及张紧辊水平位移的数值计算方法,并引入滑移因子预测滑移现象的发生.分析研究稳态时驱动辊转速对滤带牵引张力的影响和张紧辊预载力、驱动辊转速对滑移因子的影响.建立的带式压滤机传动系统旋转运动模型可为带式压滤机传动系统的研究提供理论依据,对滤带滑移现象的分析可为带式压滤机传动系统设计提供参考.

关键词:带式压滤机;传动系统;滑移分析

中图分类号:TH113.2

文献标志码:A

文章编号:1672-9102(2015)02-0040-07

Model construction of drive system of belt filter press and filter belt slipping analysis

Ni Bo, Wen Zejun

(Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment,
Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

Abstract: A rotational motion model for a drive system of belt filter press under working conditions was established by converting the sludge loads into equivalent external torques on each roller. The steady-state tractive tensions were solved numerically, which of filter belts and rotational angular displacement of each roller and horizontal displacement of tensioner rollers. The slip factors were used to predict the onset of filter belts slipping on the rollers. The effects of the driving roller speed on the steady-state tractive tensions of filter belts were studied, and the effects of the preload of tensioner rollers and the driving roller speed on the steady-state slip factors were also analyzed. The rotational motion model of the drive system of belt filter press provide theoretical basis for further research. The belt slipping analysis were useful to the design of the drive system of belt filter press.

Keywords: belt filter press; drive system; slip analysis

带式压滤机是一种经济高效的固液分离机械.因其结构简单、能耗低和运行稳定,在化工、造纸、冶金和市政污水处理等领域得到了广泛的应用.在带式压滤机传动系统中,辊筒与滤带之间产生的滑移极大地降低了带式压滤机传动系统的传动效率、缩短了滤带的使用寿命.因此,有必要对带式压滤机传动系统中滤带滑移进行深入研究.

目前,国内外学者关于带式压滤机的研究主要集中于污泥脱水建模与结构优化等.段彬礼等^[1]把真空过滤用于重力脱水区,提高了重力脱水区的脱水效果.芮延年等^[2]利用在重力脱水和压榨脱水过程中

收稿日期:2014-01-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075141)

通信作者:文泽军(1966-),男,湖南湘乡人,博士,教授,主要从事制造系统质量控制、制造过程监测与控制 and 面向产品制造/装配过程的稳健设计的研究. E-mail: zjwen732@163.com

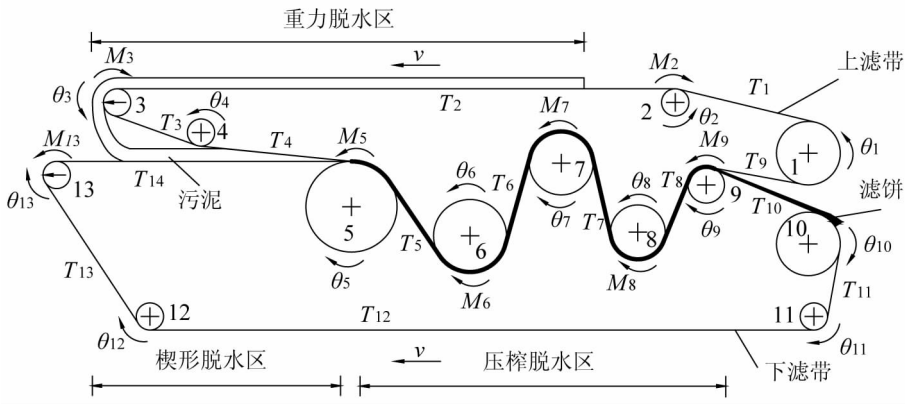
增加振动的方法,提高了整机脱水效率. Snyman^[3-6]等将电渗技术用于带式压滤机,并试验证明该方法能显著降低滤饼含水率. Severin^[7-8]等通过试验样机模拟脱水过程,建立重力脱水模型,并分析了犁刀作用对重力脱水效果的影响. 孟淮玉^[9-11]等对滤饼的受力状态进行分析,建立滤饼压榨模型. 然而,上述研究方法主要以经验和试验分析为主,尚未开展带式压滤机传动系统建模与滤带的滑移分析研究.

本文拟将带式压滤机工作时所受的污泥载荷等效为外力矩加载至各辊筒上,建立带式压滤机传动系统旋转运动模型,并引入滑移因子预测分析滑移现象. 继而分析研究稳态时驱动辊转速对滤带牵引张力的影响和张紧辊预载力、驱动辊转速对滑移因子的影响. 所建立的带式压滤机传动系统旋转运动模型和滤带滑移分析可为带式压滤机传动系统的研究提供理论依据和设计参考.

1 传动系统建模

带式压滤机的工作原理:经过絮凝处理的污泥被摊铺到上滤带上进行重力脱水,依靠污泥自身的重力先脱掉一部分自由水. 然后污泥翻落到下滤带上进入楔形脱水区,在2条滤带的夹持作用下进行预压脱水. 接着污泥经过由一系列辊径逐渐减小的辊筒组成的压榨脱水区,污泥被夹在上下2层滤带中间进行压榨脱水,最后形成滤饼排出.

带式压滤机传动系统由驱动辊、多个从动辊、张紧装置和滤带等组成. 从动辊包括若干个支承辊和压榨辊. 张紧装置由张紧辊、张紧臂和张紧气囊组成. 图1为带式压滤机传动系统的示意图.



1,10. 驱动辊;2,4,11,12. 支撑辊;3,13. 张紧装置;5,6,7,8,9. 压榨辊.

图1 带式压滤机结构原理图

驱动辊1带动上滤带和辊筒作逆时针转动,驱动辊10带动下滤带和辊筒作顺时针转动. 张紧气囊作用水平向左的预载力在张紧辊上,使滤带张紧. 除张紧辊外,其他各辊都绕固定旋转轴运动. 设 R_i 为各辊筒的半径, J_i 为各辊筒的转动惯量, θ_i 为各辊筒的旋转角位移, M_i 为各辊筒的等效外力矩,其正方向与各辊筒的转向一致. 将各相邻两辊之间部分的滤带称为带段,即驱动辊1与支撑辊2之间的滤带称为带段1,以此类推. T_i 为带段 i 上的滤带张力.

建立模型时作如下假设:1)由于滤带是柔性体,可将辊筒视为刚体,不考虑其变形;2)辊筒与支撑间的摩擦力很小,可忽略不计;3)忽略部分支承辊,并不影响总体分析.

1.1 外载荷等效模型

为了便于建立带式压滤机传动系统旋转运动模型,将带式压滤机所受的外载荷等效成外力矩加载只对应的辊筒上. 在考虑载荷等效时,重力脱水区的外载荷为污泥的重力,楔形脱水区的外载荷兼顾污泥的重力和变形阻力. 而经过前2个脱水区脱水后,压榨脱水区滤饼的重量比未脱水时污泥的重量明显减轻,此时滤饼的重力相对于压榨辊的压榨力可以忽略不计,故分析压榨脱水区外载荷时,忽略滤饼重力而只考虑其变形阻力.

假设污泥在滤带牵引下,以匀速 v 移动,取重力脱水区的一微段滤带 dl 为研究对象,忽略滤带自身的重力,其中 dG 为微段滤带上污泥的重量, T 为滤带张力, dT 为滤带张力的变化量, dF_f 为污泥对滤带的摩

擦力, dN 为辊筒对滤带的支撑力, μ_f 为污泥与滤带间的摩擦系数, 其受力分析如图 2 (a) 所示

由受力平衡关系得

$$T + dT = T + dF_f \quad (1)$$

$$dG = dN \quad (2)$$

$$dF_f = \mu_f dN \quad (3)$$

$$dG = bh\rho_{\bar{v}} gdl \quad (4)$$

上式整理可得滤带克服污泥重力所需额外的牵引力为

$$T_G = \int \mu_f bh\rho_{\bar{v}} gdl = \mu_f bh\rho_{\bar{v}} gl \quad (5)$$

将其等效成辊筒 i 上的外力矩 M_{Gi} , 则

$$M_{Gi} = \mu_f R_i bh\rho_{\bar{v}} gl, \quad i = 2, 3, 5, 13. \quad (6)$$

楔形和压榨脱水区的工作过程是污泥产生压缩变形从而脱水的过程, 克服污泥变形阻力所消耗的功称为变形功. 而污泥被压缩变形的根本原因在于其形状改变比能达到极限值 K_{\max} , 根据第四强度理论可建立污泥因挤压而产生的应力与应变的关系. 污泥形状改变比能的极限值为^[12]

$$K_{\max} = \frac{1 + \mu_c}{3E_c} \sigma_c^2 \quad (7)$$

其中, σ_c 为无侧限抗压强度, E_c 为弹性模量, μ_c 为泊松比.

辊筒压缩污泥而消耗的变形功, 可等效成辊筒 i 上的外力矩 M_{Fi} 所做的功, 则

$$vb\Delta h K_{\max} t = M_{Fi} \theta = M_{Fi} \frac{v}{R_i} t \quad (8)$$

则辊筒 i 上的外力矩

$$M_{Fi} = bR_i \Delta h K_{\max}, \quad i = 5, 6, 7, 8, 9. \quad (9)$$

其中 Δh 为滤饼高度方向的压缩量.

1.2 从动辊旋转运动模型

从动辊 i 的受力分析如图 2 (b) 所示, 对从动辊辊心取矩, 可得从动辊的旋转运动方程为

$$J_2 \ddot{\theta}_2 = R_2 (T_2 - T_1) - M_{G2} \quad (10)$$

$$J_4 \ddot{\theta}_4 = R_4 (T_4 - T_3) \quad (11)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 = R_5 (T_5 - T_4 - T_{14}) - (M_{G5} + M_{F5}) \quad (12)$$

$$J_6 \ddot{\theta}_6 = R_6 (T_6 - T_5) - M_{F6} \quad (13)$$

$$J_7 \ddot{\theta}_7 = R_7 (T_7 - T_6) - M_{F7} \quad (14)$$

$$J_8 \ddot{\theta}_8 = R_8 (T_8 - T_7) - M_{F8} \quad (15)$$

$$J_9 \ddot{\theta}_9 = R_9 (T_9 + T_{10} - T_8) - M_{F9} \quad (16)$$

$$J_{11} \ddot{\theta}_{11} = R_{11} (T_{12} - T_{11}) \quad (17)$$

$$J_{12} \ddot{\theta}_{12} = R_{12} (T_{13} - T_{12}) \quad (18)$$

1.3 张紧辊旋转运动模型

根据能耗等效原则, 将张紧气囊对张紧辊的作用力和缓冲作用简化为预载力以及刚度和粘性阻尼并联的模型. 上张紧辊的受力分析如图 3 所示.

对上张紧辊辊心取矩, 得上张紧辊的旋转运动方程为

$$J_3 \ddot{\theta}_3 = R_3 (T_3 - T_2) - M_{F3} \quad (19)$$

同理可得下张紧辊的旋转运动方程为

$$J_{13} \ddot{\theta}_{13} = R_{13} (T_{14} - T_{13}) - M_{F13} \quad (20)$$

1.4 张紧辊直线运动模型

当带速 $v \neq 0$ 时, 滤带实际的牵引张力为 $T_i - \rho A v^2$. 上张紧辊水平方向的受力分析如图 3 所示, 可得其

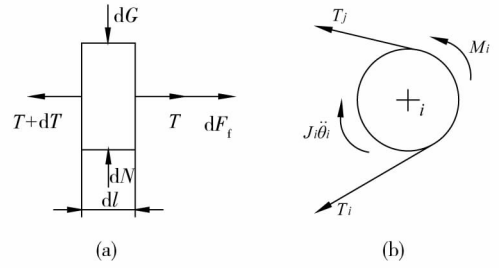


图2 受力分析图

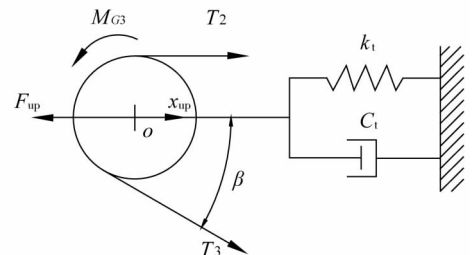


图3 上张紧辊的受力分析图

直线运动方程为

$$m\ddot{x}_{\text{up}} + C_1\dot{x}_{\text{up}} + k_1x_{\text{up}} = T_2 - \rho Av^2 + (T_3 - \rho Av^2)\cos\beta - F_{\text{up}}. \quad (21)$$

同理可得下张紧辊的直线运动方程为

$$m\ddot{x}_{\text{down}} + C_1\dot{x}_{\text{down}} + k_1x_{\text{down}} = T_{14} - \rho Av^2 + (T_{13} - \rho Av^2)\cos\gamma - F_{\text{down}}. \quad (22)$$

式中: $x_{\text{up}}, x_{\text{down}}$ 分别为上、下张紧辊的水平位移, β, γ 分别为上、下张紧辊接触的倾斜滤带同水平轴的夹角, $F_{\text{up}}, F_{\text{down}}$ 分别为张紧气囊对上、下张紧辊的预载力, k_1 为张紧气囊的等效弹簧刚度, C_1 为张紧气囊的等效粘性阻尼, ρ 为滤带的密度, m 为张紧辊的质量.

2 滤带张力稳态求解

稳定状态简称稳态,是指忽略系统的阻尼,滤带速度为非零恒定值,各辊筒上有恒定外力矩的一种力平衡状态.

消去式(10)~式(22)中的时间导数项,得传动系统稳态方程为

$$R_2(T_2 - T_1) = \mathbf{M}_{G2}. \quad (23)$$

$$R_3(T_3 - T_2) = \mathbf{M}_{F3}. \quad (24)$$

$$R_5(T_5 - T_4 - T_{14}) = \mathbf{M}_{G5} + \mathbf{M}_{F5}. \quad (25)$$

$$R_6(T_6 - T_5) = \mathbf{M}_{F6}. \quad (26)$$

$$R_7(T_7 - T_6) = \mathbf{M}_{F7}. \quad (27)$$

$$R_8(T_8 - T_7) = \mathbf{M}_{F8}. \quad (28)$$

$$R_9(T_9 + T_{10} - T_8) = \mathbf{M}_{F9}. \quad (29)$$

$$R_{13}(T_{14} - T_{13}) = \mathbf{M}_{F13}. \quad (30)$$

$$T_3 = T_4. \quad (31)$$

$$T_{11} = T_{12} = T_{13}. \quad (32)$$

$$k_1x_{\text{up}} = T_2 - \rho Av^2 + (T_3 - \rho Av^2)\cos\beta - F_{\text{up}}. \quad (33)$$

$$k_1x_{\text{down}} = T_{14} - \rho Av^2 + (T_{13} - \rho Av^2)\cos\gamma - F_{\text{down}}. \quad (34)$$

联立式(24)、式(30)、式(33)和式(34),并令 $v=0$,可得

$$T_2 = \frac{k_1x_{\text{up}} + F_{\text{up}} - \frac{\mathbf{M}_{G3}}{R_3}\cos\beta}{1 + \cos\beta}. \quad (35)$$

$$T_{13} = \frac{k_1x_{\text{down}} + F_{\text{down}} - \frac{\mathbf{M}_{G13}}{R_{13}}}{1 + \cos\gamma}. \quad (36)$$

当带速为0时,夹角 β, β' ,水平位移 $x_{\text{up}}, x_{\text{down}}$ 和预载力 $F_{\text{up}}, F_{\text{down}}$ 都可以很容易测得.故滤带张力 T_2, T_{13} 可以由式(35)和式(36)求出,将 T_2, T_{13} 回代到式(23)~式(32)可求出其余的滤带张力.再利用四阶Runge-Kutta数值解法对式(10)~式(22)进行求解,可得稳态时各辊筒的旋转角位移和上、下张紧辊的水平位移.由于传动系统是“封闭环”的结构,各辊筒的旋转角度是相对关系.取驱动辊1为参考对象,设其不转动,即可求出其他各辊筒相对于驱动辊1的相对转角.

3 滑移分析

带式压滤机传动系统主要依靠滤带与辊筒表面之间的摩擦力来传递动力和运动.当辊筒上滤带的有效拉力超过滤带与辊筒接触包角处产生的摩擦力的最大值时,滤带与辊筒之间就会发生相对滑动,滤带在辊筒上产生滑移.滑移现象除了会产生噪声和加速滤带的磨损,还会导致从动辊筒转速急剧下降,传动系统效率降低直至传动失效等不良后果,因而必须防滤带滑移现象的发生.

下式为滑移因子 Λ_i 的表达式^[13], Λ_i 表示滤带在辊筒 i 上的滑移因子,当滑移因子 >1 时,滤带在辊筒 i 上发生滑移.它的大小与辊筒 i 两侧滤带的张力、包角的大小和滤带的物理特性等有关.其中, μ 为辊筒

与滤带间的摩擦系数, α_i 为滤带与辊筒 i 接触的包角.

$$\Lambda_i = \frac{T_{i-1} - \rho AR_i^2 \dot{\theta}_i^2 + \frac{\rho AR_i^2 \ddot{\theta}_i}{\mu}}{\left[T_i - \rho AR_i^2 \dot{\theta}_i^2 + \frac{\rho AR_i^2 \ddot{\theta}_i}{\mu} \right] (e^{\mu \alpha_i} - 1)}. \quad (37)$$

在稳态条件下 ($\ddot{\theta}_i = 0, R_i \dot{\theta}_i = v$), 稳态时滑移因子 Λ_i^* 可表示为

$$\Lambda_i^* = \frac{T_{i-1} - \rho Av^2}{(T_i - \rho Av^2)(e^{\mu \alpha_i} - 1)}. \quad (38)$$

4 传动系统数值分析

带式压滤机传动系统的辊筒参数如表 1 所示. 设滤带密度 $\rho = 1\,500 \text{ kg/m}^3$, 滤带宽度 $b = 2\,000 \text{ mm}$, 滤带厚度 $h = 5 \text{ mm}$, 摩擦系数 $\mu = 1.2^{[13-14]}$, 等效弹簧刚度 $k_1 = 20 \text{ N/mm}$, 初始污泥高度 $h_0 = 60 \text{ mm}$, 最终滤饼厚度 $h_e = 5 \text{ mm}$. 当带速 $v = 0$ 时, 水平位移 $x_{\text{up}} = x_{\text{down}} = 30 \text{ mm}$, 倾斜角 $\beta = 19.9^\circ, \gamma = 56.7^\circ$.

由式(6)和式(9)可得从动辊的等效外力矩为 $M_{G2} = 26.2 \text{ Nm}, M_{G5} = 15.0 \text{ Nm}, M_{F5} = 84.0 \text{ Nm}, M_{F6} = 33.6 \text{ Nm}, M_{F7} = 29.4 \text{ Nm}, M_{F8} = 25.2 \text{ Nm}, M_{F9} = 16.8 \text{ Nm}$, 其余从动辊的为零. 张紧辊的等效外力矩为 $M_{G3} = 26.2 \text{ Nm}, M_{G13} = 4.5 \text{ Nm}$. 辊筒 5 所受的外力矩最大, 是因其受楔形区污泥重力和变形阻力以及压榨区变形阻力的综合作用. 压榨脱水区辊筒所受外力矩逐渐变小, 主要是随着辊径变小, 虽然辊筒单位面积压力增大, 但辊筒与滤带的接触面积减小了.

4.1 稳态时牵引张力分析

稳态时滤带的牵引张力可由下式计算出^[13]

$$T'_i = T_i - \rho Av^2. \quad (39)$$

取上、下张紧辊预载力 $F_{\text{up}} = F_{\text{down}} = 2\,000 \text{ N}$, 图 4 为稳态时各辊筒牵引张力与驱动辊转速关系图. T'_5, T'_6, T'_7 和 T'_8 是双根滤带的合力, 所以相对其它牵引张力数值较大. T'_3 和 T'_4 相等, T'_{11}, T'_{12} 和 T'_{13} 相等是因为没有外载荷加载在对应的辊筒上. 从图 4 可知, 随着驱动辊转速的增加, 滤带牵引张力只是略微降低, 对驱动辊转速的变化不敏感, 这主要是由于张紧辊的张紧作用, 使滤带维持着几乎恒定的牵引张力.

4.2 稳态时滑移预测

稳态时滑移因子的大小必然影响动态时对应的滑移因子的大小, 控制滤带在辊筒上发生滑移, 可先预防稳态时滑移现象的发生^[14-15]. 图 5 表示在图 4 所示的牵引张力下, 稳态时各辊筒的滑移因子与驱动辊转速的关系. 因为没有外载荷加载在辊筒 4, 11, 12 上, 滑移因子 $\Lambda_4^*, \Lambda_{11}^*, \Lambda_{12}^*$ 为恒定值. 由图 5(a)可知, 辊筒 2 与辊筒 4 的滑移因子比较大, 原因是它们与滤带间的包角较小, 带式压滤机工作时, 它们可能会与滤带产生打滑现象, 但这 2 个辊筒主要起支撑作用, 并不影响带式压滤机的工作性能. 辊筒 5

表 1 辊筒参数

i	R_i/mm	$\alpha_i/(\circ)$
1	175	177.6
2	75	28.1
3	75	163.3
4	75	28.1
5	250	56.7
6	200	131.8
7	175	157.0
8	150	147.2
9	100	91.1
10	175	81.4
11	75	79.6
12	75	64.1
13	75	126.1

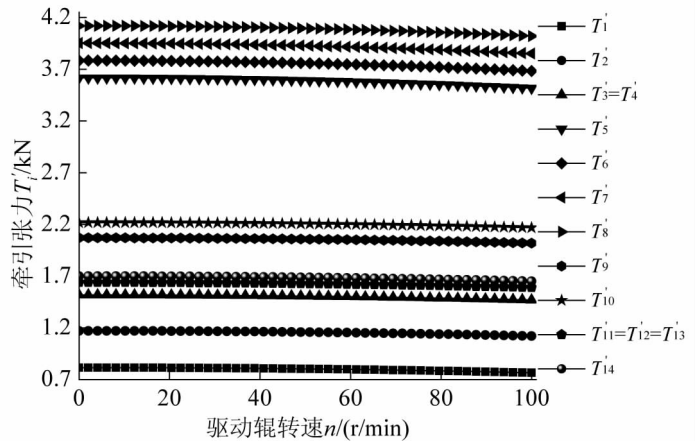


图 4 稳态时牵引张力与驱动辊转速关系图

的滑移因子相对较大,因其包角相对其他压榨辊较小,还受到楔形挤压和压榨挤压以及污泥重力的影响,所载荷较大.由图5(b)可知辊筒1,3,6,7,8和13的滑移因子较小,是因它们的包角相对较大,辊筒两边的牵引张力变化较小.总的来说,由于如图5所示稳态时牵引张力波动较小,各辊筒的滑移因子 Λ_i^* 几乎保持不变,除了辊筒2与辊筒4可能与滤带之间有滑动,其与各辊筒在稳态时不会产生滑移现象.

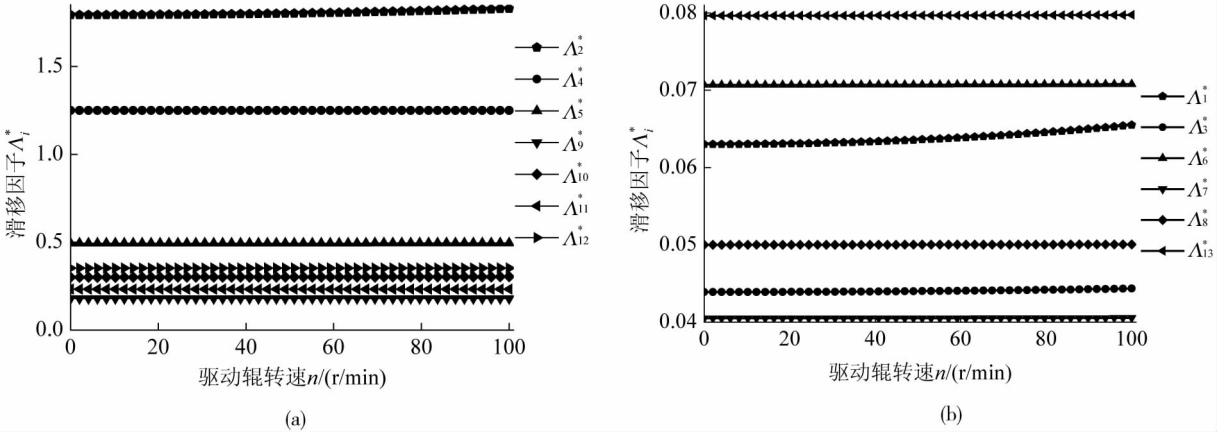


图5 稳态时滑移因子与驱动辊转速关系图

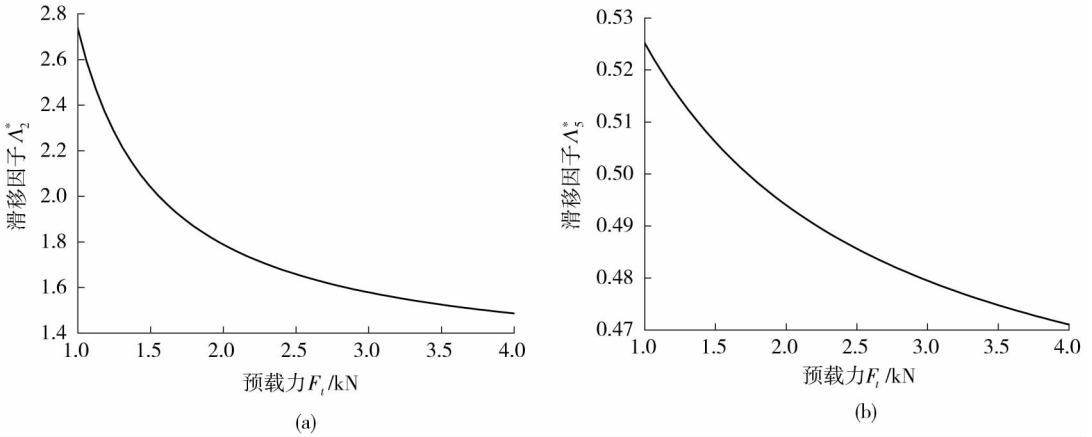


图6 稳态时滑移因子与预载力关系图

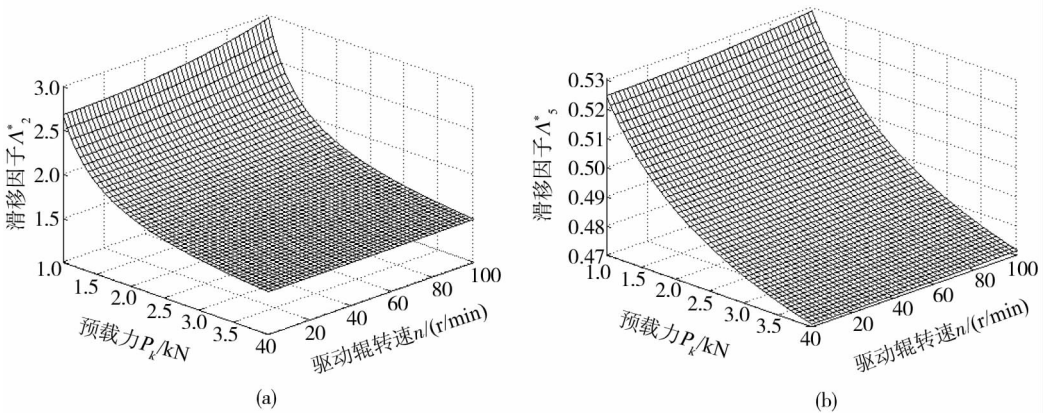


图7 稳态时滑移因子与预载力、驱动辊转速关系图

辊筒上滤带的牵引张力超过了滤带与辊筒接触时产生的最大摩擦力是引起滤带在辊筒上发生滑移的主要原因,滤带的牵引张力与滤带的初张力有关,而滤带初张力可通过调节张紧辊上的预载力来改变.现对图5中较大的2个滑移因子 Λ_2^* , Λ_5^* 进行分析(Λ_4^* 为常数不予考虑).取驱动辊转速 $n=50$ RPM,上、下张紧辊的预载力相等,图6(a)、图6(b)表示稳态时辊筒2和辊筒5的滑移因子与预载力的关系,由图可知,随着预载力的增大,滑移因子逐渐变小,这是由于增大预载力使对应的滤带牵引张力增大,滤带与辊筒间的摩擦力增大,从而降低滤带与辊筒间的滑移趋势.图7(a)、图7(b)表示稳态时辊筒2和辊筒5的滑

移因子分别与预载力、驱动辊转速的关系,由图可知,相对驱动辊转速而言,施加在张紧辊上的预载力对滑移因子的影响较大,当驱动辊转速减小或预载力增大时,滑移因子减小。

5 结论

1) 本文拟将带式压滤机工作时所受的污泥载荷等效为各辊筒的外力矩,建立了带式压滤机传动系统旋转运动模型,并引入滑移因子来预测分析滑移现象。本文建立的带式压滤机传动系统旋转运动模型为带式压滤机传动系统的研究提供理论依据;对滤带滑移现象的分析可为带式压滤机传动系统的设计提供参考。

2) 由于张紧辊的张紧作用,驱动辊转速对滤带牵引张力影响很小,驱动辊转速增加,滤带牵引张力略微降低。

3) 驱动辊转速对滑移因子影响较小,张紧辊预载力对滑移因子影响较大,且驱动辊转速减小或预载力增大,都会使滑移因子减小。

4) 动态情况下滤带滑移更容易发生,还需做进一步分析和研究。

参考文献:

- [1] 段彬礼. 含油污泥真空带式压榨脱水机理论及结构研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2006.
- [2] 芮延年,汪济香,董玉民. 带式振动浓缩压榨一体化脱水机理的研究[J]. 苏州大学学报工科版,2005,25(4):1-5.
- [3] Snyman H G, Forssman P, Kafaar A, et al. The easibility of electro-osmotic belt filter dewatering technology at pilotScale[J]. Water Science and Technology,2000,41(8):137-144.
- [4] Gordon C C, Min C C, Chun F Y. Dewatering of a biological industrial sludge by electrokinetics-assisted filter press[J]. Separation and Purification Technology,2011,79(2):177-182.
- [5] Saveyn H, Meeren P V, Pauwels G. Bench and pilot scale sludge electro-dewatering in a diaphragm filter press[J]. Water Science Technology,2006(54):53-60.
- [6] Hwang S, Min K S. Improved sludge dewatering by addition of electro-osmosis to belt filter press[J]. Journal of Environmental Engineering and Science,2003,2(2):149-153.
- [7] Severin B, Nye J, Kim B. Model and analysis of belt drainage thickening[J]. Journal of Environmental Engineering,1999,125(9):807-815.
- [8] Grethlein H, Severin B. Laboratory simulation of belt press dewatering: application of the darcy equation to gravity drainage[J]. Water Environment Research,1996,68(3):359-369.
- [9] 孟淮玉. 带式压榨过滤脱水机理及其主机架优化设计[D]. 苏州:苏州大学,2008.
- [10] 孙明文. 在筒式压滤机中滤饼二维恒压压榨脱水的理论研究[J]. 机械设计与制造,2003(3):90-92.
- [11] 黄文锋. 正压水平过滤过程及其新型装置研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2010.
- [12] 曹文贵,张升,赵明华. 饱和土变形过程模拟的统计损伤方法研究[J]. 岩土力学,2008,29(1):13-17.
- [13] Hwang S J, Perkins N C, Ulsoy A G. Rotational response and slip prediction of serpentine belt drive systems[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics,1994(116):71-78.
- [14] 王小莉,上官文斌,花正明. 单根多楔带传动系统带横向振动的计算方法[J]. 振动工程学报,2010,23(6):606-615.
- [15] 王红云,上官文斌,张少飞. 阻尼多楔带传动系统建模及带滑移控制分析[J]. 振动、测试与诊断,2011,31(1):59-63.