

黄伟,郭帅平,李学军. 圆管带式输送机传动滚筒疲劳分析及结构优化[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版),2020,35(3): 70-76. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2020.03.011

Huang W, Guo S P, Li X J. Fatigue Analysis and Structural Optimization of Driving Drum for Pipe Conveyor [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2020, 35(3): 70-76. doi: 10.13582/j.cnki.1672-9102.2020.03.011

圆管带式输送机传动滚筒疲劳分析及结构优化

黄伟,郭帅平*,李学军

(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)

摘要:针对传动滚筒长期运行下发生疲劳失效的问题,本文以某型圆管带式输送机传动滚筒为例,建立了输送带与传动滚筒的有限元接触模型,分析传动滚筒的应力应变,得到传动滚筒最大应力主要分布在输送带紧边与筒体接触的位置;基于滚筒的应力载荷谱,结合疲劳分析理论,研究得到传动滚筒的最小疲劳寿命为 3.92×10^7 次;针对传动滚筒筒体中间区域损伤最为严重的问题,分别提出增加筒体厚度、滚筒中间位置设计支撑装置 2 组优化设计方案,得到传动滚筒的疲劳寿命随筒体厚度增加呈几何指数增长,而设计支撑装置只能在一定范围内提高传动滚筒使用寿命,该研究对滚筒结构设计具有一定指导意义。

关键词:圆管带式输送机;传动滚筒;有限元接触模型;疲劳分析;结构优化

中图分类号:TH222 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2020)03-0070-07

Fatigue Analysis and Structural Optimization of Driving Drum for Pipe Conveyor

Huang Wei, Guo Shuaiping, Li Xuejun

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

Abstract: For the fatigue failure of the driving drum under long-term operation, the finite element contact model, between the belt and driving drum, was established, for a kind of the pipe conveyor, the stress of driving drum was researched, the maximum stress of the driving drum was mainly distributed at the contact position between the tight side of the conveyor belt and the drum;. Then based on the load spectrum and the fatigue analysis theory, the minimum fatigue life of the driving drum was 3.92×10^7 times, Aiming at the problem of the most serious damage in the middle area of the driving drum; two groups of optimization schemes were proposed, one was increasing the thickness of the cylinder, another was designing the supporting device in the middle position of the drum. The results show that the fatigue life of driving drum increases geometrically with the increase of the thickness of the cylinder, while the designing support device can only improve the service life of within a certain range. This study has a good guiding significance for the optimization of the drum structure.

收稿日期:2018-12-09

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51705144);湖南省科技重大专项资助(2015GK1003)

*通信作者,E-mail: guoshuaiping@163.com

Keywords: the pipe conveyor; the driving drum; finite element contact model; fatigue analysis; structural optimization

传动滚筒是圆管带式输送机的关键零部件,广泛应用于矿业、冶金、化工、电力、港口等运输行业^[1-2].传动滚筒在运行过程中主要起传递动力的作用,运行中因承受较大的驱动转矩、输送带压力以及不平衡载荷作用^[3],长期运行下传动滚筒将发生疲劳损伤导致传动滚筒失效,造成圆管带式输送机发生停车故障,将给企业带来巨大的经济损失.为保证传动滚筒的安全性与可靠性,传动滚筒的设计常选取较大安全系数,该方法导致了传动滚筒重量大、生产成本低以及材料浪费等情况^[4],传动滚筒的设计还存在很大的优化空间,故研究传动滚筒的危险截面,并针对危险截面提出优化方案,对传动滚筒的设计有重要意义.为研究传动滚筒的受力及失效情况,国外学者 Jones^[5]等描述了焊接式滚筒的失效形式.Kim^[6]等基于有限元法得到在滚筒辐板上设计几组对称的孔可有效减少辐板的应力集中.é. S. Umanski^[7]等通过实验研究了滚筒上的应力应变情况.Affolter C^[8]等研究了焊缝对滚筒受力及疲劳损伤的影响.国内学者孙慧^[9]等推导了带式输送机传动滚筒所受压力的表达式.张伟^[10]等基于有限元法分析了传动滚筒的应力应变.张文强^[11]等分析了圆柱型、腰鼓型、内凹型3种筒体结构的滚筒应力分布情况.王春华^[12]等设计了煤冻粘强度滚筒试验装置,研究滚筒涂层防冻粘的效果.然而,上述研究中对传动滚筒的疲劳寿命分析较少,且所建立的滚筒有限元模型都是将输送带对滚筒作用力直接简化为载荷加载在滚筒面上,忽略了输送带粘弹性因素对滚筒的影响,故研究传动滚筒的危险截面与疲劳寿命,并基于危险截面对传动滚筒结构进行优化设计方案,可在一定程度上改良传动滚筒的性能.

本文以某型圆管带式输送机传动滚筒为研究对象,考虑输送带的粘弹性,建立输送带与传动滚筒的有限元接触模型,研究传动滚筒的应力应变情况,确定传动滚筒的危险截面;基于滚筒的应力载荷谱,结合疲劳分析理论,研究滚筒的损伤情况及疲劳寿命;并根据传动滚筒的损伤情况设计了2种结构优化方案,该研究对改良传动滚筒的结构性能有一定指导意义.

1 传动滚筒受力分析

传动滚筒在输送带所包裹的半圆柱面区域内受到摩擦力、压力、冲击载荷等作用^[13],输送带具有粘弹性,与传动滚筒接触形成刚柔耦合多体系统,其受力情况复杂,难以通过简单的力平衡方程进行求解^[14],故将传动滚筒分析区域划分为无限个微元段,基于微元法分析得到整个区域的受力情况.假设输送带是理想的挠性体,不受弯曲应力,由于输送带的自重与离心力对传动滚筒作用力极小,故受力分析中将其忽略不计.取输送带一个微元段分析其受力情况,图1为传动滚筒与输送带受力分析图,图2为输送带微元段受力分析图.

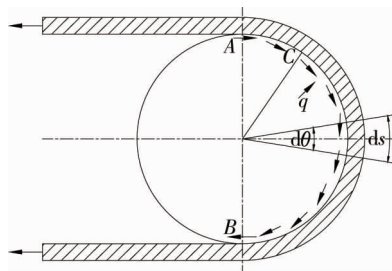


图1 传动滚筒与输送带受力分析

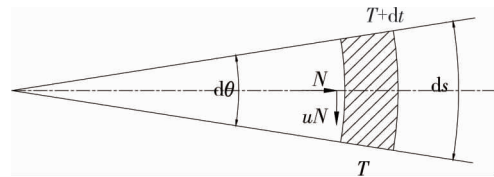


图2 输送带微元段受力分析

A点是输送带与传动滚筒的相遇点,设该处输送带张力为 T_A ;B点为奔离点,设该处输送带张力为 T_L, T_{max} 为极限张力.设 N 为滚筒的反作用力,根据力的平衡条件,可得

$$\sum F_r = 0, N - T \sin \frac{d\theta}{2} - (T + dT) \sin \frac{d\theta}{2} = 0; \quad (1)$$

$$\sum F_\tau = 0, T \cos \frac{d\theta}{2} + \mu N - (T + dT) \cos \frac{d\theta}{2} = 0. \quad (2)$$

由于微元段 ds 相对应的圆心角 $d\theta$ 很小,故 $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}, \cos \frac{d\theta}{2} \approx 1$.式(1)和式(2)可简化为

$$\begin{cases} N - T \frac{d\theta}{2} - (T + dT) \frac{d\theta}{2} = 0; \\ T + \mu N - (T + dT) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

解方程组得

$$\frac{dT}{T} = \mu d\theta. \quad (4)$$

包角 θ 由 0 到 α , 张力 T 由 T_L 到 T_{max} , 两边分别取定积分得

$$\int_{T_L}^{T_{max}} \frac{dT}{T} = \int_0^\alpha \mu d\theta. \quad (5)$$

积分求解得

$$T_{max} = T_L e^{\mu\alpha}. \quad (6)$$

即输送带的径向压力 $q(\theta)$ 为

$$q(\theta) = \frac{2}{BD} T_L e^{\mu\theta}. \quad (7)$$

切向摩擦力 f 为

$$f = \frac{2\mu T_L}{BD} e^{\mu\theta}. \quad (8)$$

式中: B 为输送带宽度; θ 为输送带包角; D 为滚筒直径; μ 为摩擦系数. 在静止弧 AC 内, 输送带和滚筒之间不发生相对滑动, 故该处无切向摩擦力.

综上所述, 在滑动弧 BC 内, 通过式(7)和式(8)可计算得出滚筒径向压力及切向摩擦力. 在静止弧 AC 内, 滚筒所受的径向压力为 $q = \frac{2T_L}{BD}$. 如图 3 为传动滚筒的受力分析图.

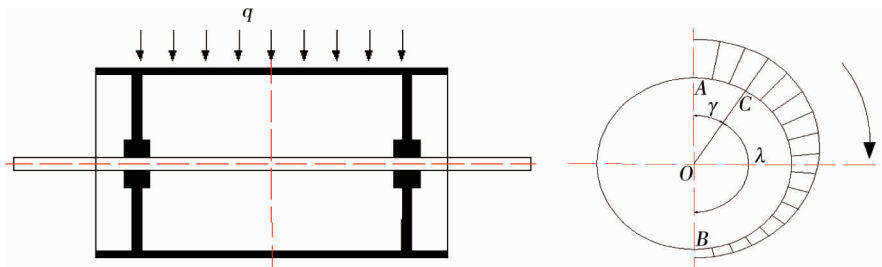


图 3 传动滚筒受力分析

通过分析可知, 传动滚筒受力最大的部位在输送带与传动滚筒的相遇点, 即输送带紧边与传动滚筒刚接触位置.

2 传动滚筒有限元建模与分析

2.1 传动滚筒有限元建模

基于上述传动滚筒受力分析, 以某型圆管带式输送机传动滚筒为例, 通过 ANSYS 建立传动滚筒与输送带的有限元接触模型. 由于导角、螺钉、螺钉孔等结构对传动滚筒的受力几乎无影响, 可将其忽略不计. 传动滚筒筒体长 $L = 1.15$ m, 筒体直径 $D = 630$ mm, 筒体厚度 $t = 12$ mm, 轴的最大直径 $R_1 = 150$ mm, 建模时通过接触单元将筒体、辐板、轮毂等结构绑定约束, 将轴承座对轴的约束简化为轴的转动约束. 输送带力学材料参数通过 Mooney-Rivlin 模型定义^[15], 其中 $C_1 = 0.55$, $C_2 = 0.14$, 该模型能较好定义橡胶材料的粘弹性, 输送带两端分别施加不平衡力模拟输送带的张紧力, 其紧边拉力 $F_1 = 74$ kN, 松边拉力 $F_2 = 34$ kN. 定义接触对时, 将传动滚筒定义为目标面, 输送带定义为接触面^[16]. 图 4 为滚筒与输送带有限元接触模型.

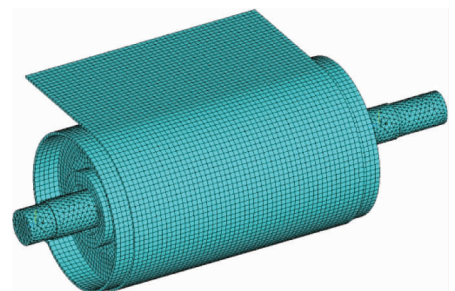


图 4 滚筒与输送带的有限元接触模型

2.2 传动滚筒应力分析

基于 ANSYS 计算求解后得到有限元模型的求解结果,如图 5 为传动滚筒的等效应力云图,图 6 为辐板的等效应力云图,图 7 为筒体轴向应力变化情况,图 8 为筒体周向应力变化。

通过分析可知,传动滚筒最大应力位于输送带紧边与传动滚筒刚接触的位置,其最大应力为 202 MPa,辐板的最大应力为 118 MPa,是筒体最大应力的 58%,传动滚筒中胀套、轮毂、轴等结构的最大应力远小于筒体最大应力。传动滚筒材料的极限强度为 400 MPa,其最大应力小于材料的极限强度,故该传动滚筒的强度满足设计要求,其失效的主要原因是因为受长期交变载荷产生的疲劳损伤。

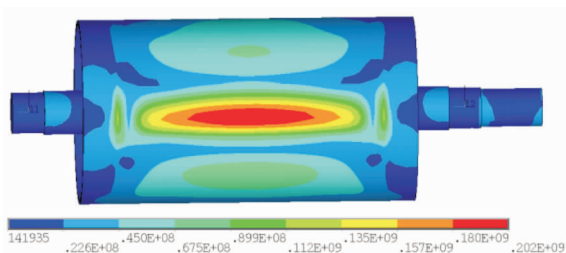


图5 传动滚筒的等效应力云图

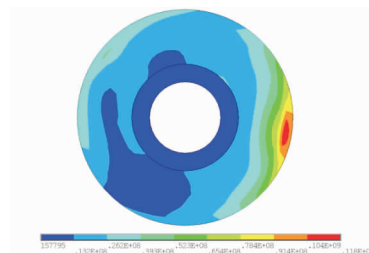


图6 传动滚筒辐板的等效应力云图

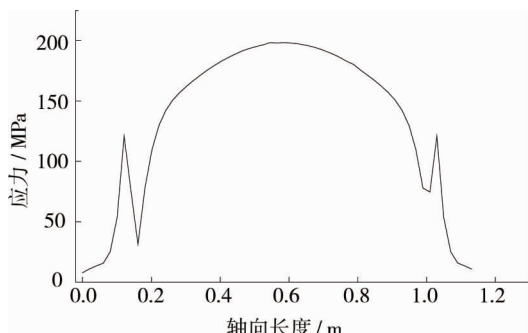


图7 传动滚筒的轴向应力变化

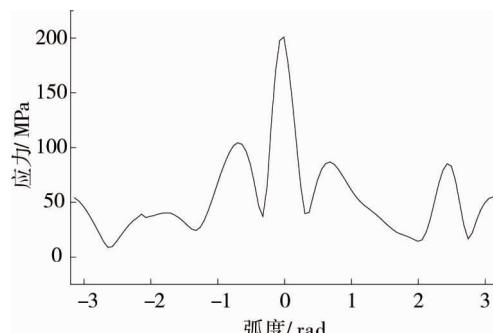


图8 传动滚筒的周向应力变化

3 传动滚筒的疲劳寿命分析

为研究传动滚筒的疲劳寿命,基于 ANSYS 求解得到的有限元结果,结合疲劳损伤理论,通过 ncode DesignLife 软件分析传动滚筒的疲劳寿命与损伤情况。

3.1 载荷谱的建立

圆管带式输送机运行时传动滚筒的转速为 60 r/min,取筒体周向一圈的节点,分析得到各节点应力变化规律,该变化规律可近似作为筒体上一节点随滚筒转动一周的应力变化,将其用于筒体疲劳分析模型的应力载荷谱^[17-18],如图 9 所示,为传动滚筒转动一周的应力载荷谱。

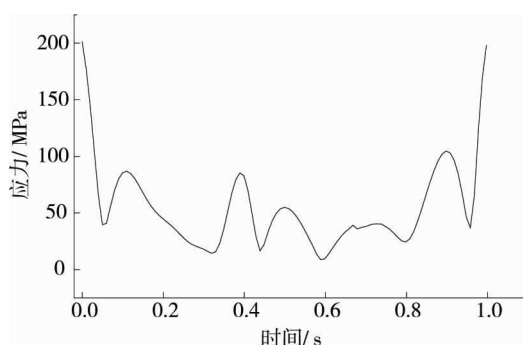


图9 传动筒体应力载荷谱

3.2 定义材料参数与 S-N 曲线

传动滚筒的循环作用应力值较低,寿命循环次数高,属于高周疲劳,故在传动滚筒的疲劳分析中选用

应力疲劳分析方法^[19].传动滚筒所选的材料为 Q235,弹性模量为 2×10^5 MPa,泊松比为 0.3,拉伸强度为 400 MPa,通过材料属性估计传动滚筒的 S-N 曲线,并根据表面粗糙度、应力集中的等因素,对材料的 S-N 曲线进行修正^[20-21].

3.3 传动滚筒疲劳损伤与寿命分析

基于 ncode DesignLife 软件求解后可得到传动滚筒的疲劳寿命,图 10 为传动滚筒的疲劳寿命云图,表 1 列出了传动滚筒各零部件的疲劳寿命与疲劳损伤.

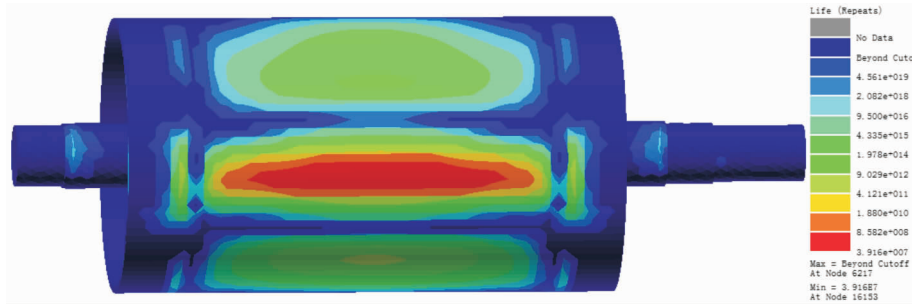


图 10 传动滚筒疲劳寿命云图

表 1 传动滚筒各零部件的疲劳寿命

零部件	筒体	副板	轴	胀套
疲劳寿命/次	3.92×10^7	1.48×10^{12}	3.25×10^{17}	无限寿命
疲劳损伤	2.55×10^{-8}	6.76×10^{-13}	3.08×10^{-18}	0

通过分析可知,传动滚筒最小疲劳寿命为 3.92×10^7 次,以每天工作 8 h 计算,传动滚筒可使用时间约为 1 361 d,传动滚筒的最大损伤位置在筒体上,最大损伤为 2.55×10^{-8} ,其次是辐板,其最大损伤为 6.76×10^{-13} ,最小疲劳寿命为 1.48×10^{12} ;轴、胀套等结构的使用寿命远大于筒体与辐板,故传动滚筒结构优化时主要针对筒体的损伤情况.

4 传动滚筒的结构优化

筒体为传动滚筒的危险截面,现针对筒体设计 2 种传动滚筒的优化方案,并建立其有限元模型,研究不同优化方案下传动滚筒的疲劳寿命.方案一为增加筒体厚度,方案二为在筒体中间位置设计支撑装置.

4.1 增加筒体厚度

分别建立筒体厚度为 13, 14, 15, 16 mm 的输送带与传动滚筒有限元接触模型,分析得到传动滚筒的最大应力及最小疲劳寿命,表 2 列出了不同筒体厚度下滚筒最大应力与最小寿命,图 10 为不同筒体厚度下传动滚筒疲劳寿命变化趋势.

表 2 不同筒体厚度下传动滚筒最大应力与寿命

筒体厚度/mm	最大应力/MPa	最小寿命/次
12	202	3.92×10^7
13	183	1.61×10^8
14	167	5.55×10^8
15	153	1.78×10^9
16	142	5.01×10^9

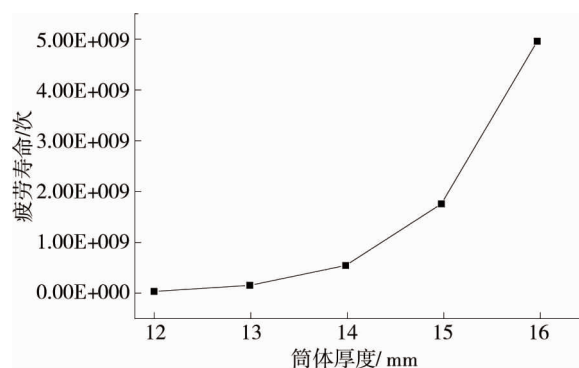


图 11 传动滚筒疲劳寿命变化趋势

通过分析可知,增大筒体厚度,能够有效减少传动滚筒筒体应力,并延长传动滚筒的疲劳寿命.设传动滚筒的疲劳寿命为 n ,筒体厚度为 t ,通过表1数据可拟合得到其函数关系,即

$$n = 3^{-11} t^{16.86}. \quad (9)$$

通过公式可知两者近似呈幂函数关系,传动滚筒的疲劳寿命随筒体厚度的增加呈几何指数增长,拟合得到的函数误差小于1%.

4.2 设计支撑装置

如图12所示为传动滚筒优化设计方案,在筒体中间部位设计支撑装置,分别建立支撑装置厚度为3,4,5,6,7,8 mm的传动滚筒与输送带的有限元接触模型,得到传动滚筒筒体与支撑装置的最大应力,并进行疲劳寿命分析.

表3列出了不同厚度支撑装置下筒体与支撑装置的最大应力与传动滚筒疲劳寿命,图13为不同厚度支撑装置下传动滚筒疲劳寿命变化趋势.

表3 不同厚度支撑装置下传动滚筒应力与寿命

支撑装置厚度/mm	支撑装置最大应力/MPa	筒体最大应力/MPa	传动滚筒最小寿命/次
无	无	202	3.92×10^7
3	254	171	2.07×10^6
4	206	170	3.21×10^7
5	175	170	3.29×10^8
6	153	170	3.39×10^8
7	137	169	3.58×10^8
8	124	168	3.62×10^8

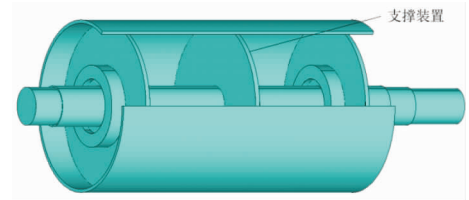


图12 传动滚筒优化设计方案

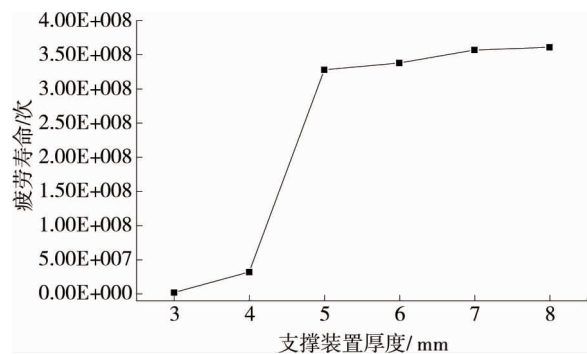


图13 传动滚筒疲劳寿命变化趋势

通过分析可知,传动滚筒在设计支撑装置后,筒体应力显著减少.当支撑装置厚度小于5 mm时,传动滚筒最大应力分布在支撑装置上,支撑装置将最易发生疲劳失效,支撑装置后造成传动滚筒的非正常运行,该状态可视为传动滚筒发生疲劳失效;支撑装置厚度为5 mm时,支撑装置与筒体最大应力相当,传动滚筒的疲劳寿命为 3.29×10^8 ;当支撑装置厚度大于5 mm时,筒体应力几乎不随支撑装置的厚度而发生改变,传动滚筒的疲劳寿命趋于平稳.针对该型传动滚筒,将支撑装置厚度设计为5 mm的优化效果最佳.

4.3 2种优化方案的对比

对比上述2种优化方案,均能改善传动滚筒的结构性能,延长其使用寿命.方案一中,随着筒体厚度的增加,传动滚筒的疲劳寿命呈几何指数增长;方案二中,在传动滚筒中间位置设计支撑装置,只能在一定范围内增加传动滚筒的疲劳寿命.

以优化方案后需增加的耗材为参考,研究2种优化方案的优劣.通过圆柱体积公式计算出2种方案增加的耗材,表4列出了2种优化方案需增加的耗材.图14为2组方案耗材与疲劳寿命的比较,分析可知,在消耗同等材料下,增加筒体厚度比设计支撑装置的疲劳寿命更大,且支撑装置还需考虑安装、焊接等工艺,故在设计过程中直接增加筒体厚度以提高该型号传动滚筒的疲劳寿命效果更佳.

表4 2种优化方案的耗材

筒体厚度/mm	最小寿命/次	耗材/dm ³	支撑装置厚度/mm	最小寿命/次	耗材/dm ³
13	1.61×10^8	2.27	3	2.07×10^6	3.74
14	5.55×10^8	4.55	4	3.21×10^7	4.98
15	1.78×10^9	6.82	5	3.29×10^8	6.23
16	5.01×10^9	8.53	6	3.39×10^8	7.48

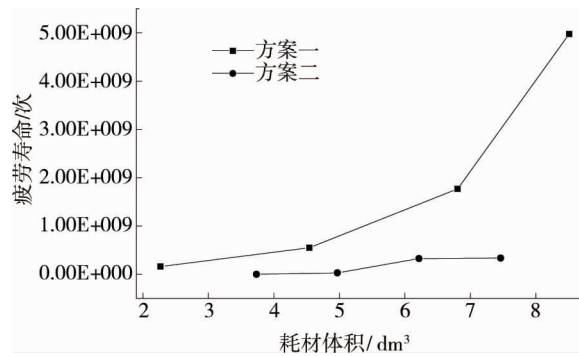


图 14 2组方案耗材与疲劳寿命的对比

5 结论

1) 传动滚筒最大应力位于输送带紧边与传动滚筒刚接触的位置,其最大应力为 202 MPa,最大变形量为 1.35 mm,辐板的最大应力为 118 MPa,是筒体最大应力的 58%,而胀套、轮毂、轴等结构上的应力远小于筒体位置处的最大应力。

2) 传动滚筒最大损伤位置在筒体上,其损伤为 2.55×10^{-8} ,传动滚筒最小疲劳寿命为 3.92×10^7 次,按每天工作 8 h 计算,滚筒可使用时间约为 1 361 d,辐板最大损伤为 6.76×10^{-13} ,最小疲劳寿命为 1.48×10^{12} 。

3) 设计两种传动滚筒优化方案,方案一对筒体厚度增加,传动滚筒的疲劳寿命随筒体厚度的增加呈几何指数增长;方案二在滚筒中间位置设计支撑装置,能在一定范围内提高传动滚筒使用寿命;综合考虑耗材、安装等因素,增加筒体厚度以提高该型号传动滚筒的疲劳寿命效果更佳。

参考文献:

- [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.
- [2] Ansari A H. Pipe conveyors advantages[J]. Chemical Engineering World, 2005, 40(10): 47-49.
- [3] 张文强. 圆管带式输送机传动结构与输送带接触力学特性分析[D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2017: 16-21.
- [4] 陈万宁, 汤敏超, 张亮有. 重型传动滚筒的有限元分析[J]. 起重运输机械, 2018(2): 40.
- [5] Jones D R H. Fatigue failures of welded conveyor drums[J]. Engineering Failure Analysis, 1995, 2(1): 59-69.
- [6] Kim J K, Shim H J, Kim C S. Durability Analysis of the Pulley in the Power Steering System Considering the Variation of the Fatigue Strength[J]. Key Engineering Materials, 2006, 306:429-434.
- [7] Umanskii é S, Kalikhman G L. Experimental investigation of the stress condition in belt conveyor drums[J]. Strength of Materials, 1970, 2(7): 670-673.
- [8] Affolter C, Piskoty G, Koller R, et al. Fatigue in the shell of a conveyor drum[J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(6):1038-1052.
- [9] 孙慧, 肖林京, 傅舟渔. 凸包形仿生包胶驱动滚筒摩擦传动机理的分析[J]. 煤炭工程, 2012, 10(4): 82-88.
- [10] 张伟, 李成华. 带式输送机传动滚筒的参数化计算研究[J]. 沈阳农业大学学报, 2010, 41(2): 238-240.
- [11] 张文强, 宾光富, 李学军. 基于有限元模型的圆管带式输送机传动滚筒结构力学特性分析[J]. 机械传动, 2017(4): 110-114.
- [12] 王春华, 曲辉, 许瀚文, 等. 改向滚筒防冻粘特性的试验研究[J]. 机械强度, 2015, 37(2): 63-67.
- [13] 李峰, 崔志远, 韩刚. 基于 ANSYS 的传动滚筒的有限元分析[J]. 太原科技大学学报, 2007, 28(4): 307-310.
- [14] 李章东, 吕宝占. 采煤机螺旋滚筒结构参数的模糊优化设计[J]. 吉林大学学报, 2004, 32(4): 256-259.
- [15] 郑明军, 王文静, 陈政南. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型力学性能常数的确定[J]. 橡胶工业, 2003, 50(8): 462-465.
- [16] 赵杰, 常俊英, 陈家庆. ANSYS 在求解带摩擦接触问题中的应用[J]. 北京石油化工学院学报, 2003, 11(4): 45-48.
- [17] 卢黎明, 余云云, 曾国文. 基于 nCode DesignLife 的滚滑轴承疲劳寿命比较分析[J]. 机械传动, 2017(3): 114-119.
- [18] 高俊云, 杨兆建. 基于 Ansys/FE-SAFE 的风力机主轴疲劳计算分析[J]. 机械强度, 2013, 35(4): 498-502.
- [19] 王彦伟, 罗继伟, 叶军, 等. 基于有限元的疲劳分析方法及实践[J]. 机械设计与制造, 2008(1): 22-24.
- [20] 崔跃玉. 挖掘机动臂载荷谱试验研究及其疲劳寿命估算[D]. 西安: 长安大学, 2016: 67-73.
- [21] 曾春华. 应力集中和表面状态对疲劳强度影响的研究[J]. 机械强度, 1981(3): 8-14.