

文章编号:1000-582X(2005)06-0001-03

圆柱蜗杆传动曳引机的剖析与改进*

张光辉, 郑洪伟, 罗文军
(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘要:以曳引机用锥面包络圆柱蜗杆为例,对圆柱蜗杆传动的啮合进行理论分析,并在开放功率流式齿轮试验装置下,对YJ240型圆柱蜗杆传动曳引机的效率和承载能力进行科学实验.根据圆柱蜗杆传动曳引机在承载能力、传动效率、齿侧间隙调整可能性等方面存在的不足,提出采用具有自主知识产权的变齿厚平面蜗轮作为电梯曳引机的主传动机构,以提高电梯曳引机的整体性能.

关键词:曳引机;锥面包络圆柱蜗杆传动;变齿厚平面蜗轮传动;齿侧间隙
中图分类号:TH132.44 **文献标识码:**A

曳引机作为电梯动力源,是通过电动机驱动减速器,靠减速器从动轴上的曳引轮与钢丝绳之间的摩擦力拖动轿厢与配重上、下运动,从而实现运输目的.除无齿曳引机外,曳引机一般包括电动机、减速器、曳引轮和制动器等部件^[1].

曳引机按有无减速器可分为有齿曳引机和无齿曳引机两大类.目前国内使用的都是技术相对成熟的有齿曳引机.有齿曳引机根据其减速器主传动机构的类型,可以分为蜗杆副、齿轮副及行星轮系曳引机等.由于蜗杆副曳引机单级可实现较大的传动比,简化了曳引系统结构;同时具有工作平稳、吸振、噪声低等优点,因而蜗杆传动曳引机在国内应用最为普遍.目前蜗杆副曳引机普遍采用圆柱蜗杆传动,一般都被认为存在承载能力低,传动效率和抗磨损能力差、运行速度低等缺点;为了确切了解该类型曳引机的性能,明确蜗杆副曳引机的改进方向,作者特就此开展了研究^[2].

1 试验用蜗杆副曳引机概况

试验用电梯曳引机属YJ240型电梯曳引机,额定载荷 $Q = 1\ 000\ \text{kg}$,电梯运行额定速度 $V_0 = 1\ \text{m/s}$,采用调频调速(VVVF)系统控制.电动机额定功率 $P_0 = 11\ \text{kW}$ 、额定电压 $U_0 = 380\ \text{V}$ 、额定电流 $I_0 = 22.3\ \text{A}$ 、电动机额定转速 $n_1 = 1\ 450\ \text{r/min}$.减速器主传动机构采用圆柱蜗杆传动,其中心距 $a = 240\ \text{mm}$,传动比 $i_{12} = 49 : 1$,蜗杆副精度等级5级.

1.1 曳引机用圆柱蜗杆传动啮合啮合特性

目前圆柱蜗杆传动曳引机主要采用阿基米德圆柱蜗杆(ZA型)、法向直廓圆柱蜗杆(ZN型)、渐开线圆柱蜗杆(ZI型)及锥面包络圆柱蜗杆(ZK型)等类型圆

柱蜗杆副作为其主传动机构.试验用曳引机采用ZK型蜗杆传动.

锥面包络圆柱蜗杆传动蜗杆蜗轮啮合时瞬时接触线在蜗轮动标架 $\sigma^{(2)}$ 上的表达式为^[3]:

$$\begin{cases} r^{(2)} = x_2 i_2 + y_2 j_2 + z_2 k_2 \\ x_0 = \cos\varphi_2 \cos\varphi_1 x_1 - \sin\varphi_1 \cos\gamma_2 y_1 + \sin\varphi_2 z_1 - A_{12} \cos\varphi_2 \\ y_2 = \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 x_1 + \sin\varphi_1 \cos\gamma_2 y_1 + \cos z_1 + A_{12} \sin\varphi_2 \\ z_2 = -\sin\varphi_1 x_1 - \cos\varphi_1 y_1 \\ \phi = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: ϕ ——蜗杆与蜗轮的啮合函数.

根据锥面包络圆柱蜗杆啮合时瞬时接触线方程可得其接触线如图1所示:

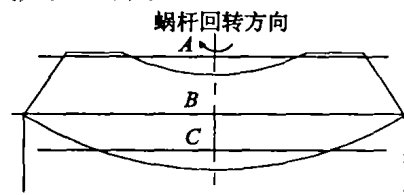


图1 锥面包络圆柱蜗杆接触线

图中:A、B、C代表某一时刻同时处于啮合状态的3对啮合齿对的瞬时接触线.

由锥面包络圆柱蜗杆齿面接触线可知,和其它类型圆柱蜗杆传动相似,锥面包络圆柱蜗杆齿面接触线与齿面间相对滑动方向之间的夹角较小,在接触线的某些点上甚至接近 0° ,不利于蜗杆传动的润滑,导致相互啮合齿面间发热量大,齿面容易发生胶合现象.严重影响了圆柱蜗杆传动曳引机的传动效率和承载能力^[4].

* 收稿日期:2005-03-10

基金项目:国家自然科学基金资助(500075089)

作者简介:张光辉(1937-),男,广东潮州人,重庆大学教授,博士生导师,主要研究方向为机械设计及理论.

1.2 试验用圆柱蜗杆副制造精度

试验用曳引机主传动机构采用锥面包络圆柱蜗杆传动,中心距 $a = 240 \text{ mm}$ 、单头蜗杆、传动比 $i_{12} = 49$ 、模数 $m = 8.265$ 、压力角 $\alpha = 20^\circ$ 、螺旋升角 $\gamma = 6^\circ 17' 17''$ (右旋).其蜗杆螺旋线误差、齿距累计误差及齿形误差如图 2-4 所示:

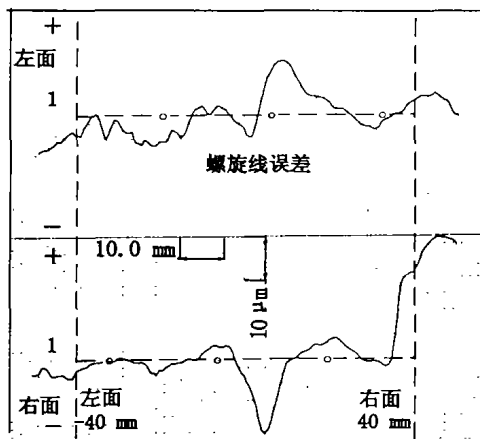


图 2 蜗杆螺旋线误差

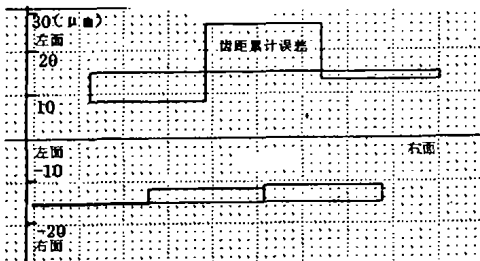


图 3 蜗杆齿距累积误差

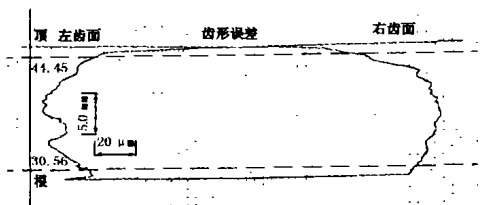


图 4 蜗杆齿形误差

2 圆柱蜗杆传动曳引机效率及承载试验

2.1 曳引机效率及承载试验原理分析

曳引机效率及承载试验根据开放功率流式齿轮试验装置加载原理进行加载,利用固体之间的摩擦来耗能,其实验装置如 5 所示^[5].

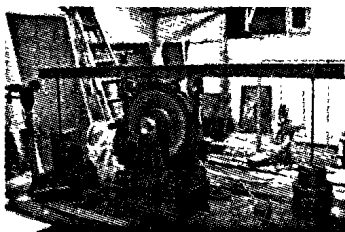


图 5 曳引机效率及承载试验装置

当曳引机运行时,保持电动机输入电压 $U_1 = 380 \text{ V}$ 及输入转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 不变,调节手轮压

缩弹簧将钢带拉紧,利用横梁下侧的摩擦块和钢带内侧的摩擦带与曳引轮之间产生的摩擦扭矩进行各级加载.

在保持横梁平衡的情况下,横梁两侧砝码和磅秤产生的转矩便是曳引机的输出转矩,即该试验的加载转矩.在电动机转速一定的情况下,可得到曳引机的输出功率 P_2

$$P_2 = \frac{(M_1 + M_2)gLn_1}{9550i_{12}} \quad (2)$$

式中: M_1 、 M_2 ——横梁左右两侧砝码质量和磅秤读数,单位 kg;

L ——效率及承载试验加载力臂,单位 m;

曳引机输入功率是通过对电动机输入电路相电流的瞬时测量,根据三相交流电功率公式计算而得.

$$P_1 = 3 \times I_{\text{相}} \times U_{\text{相}} \times \cos\psi \quad (3)$$

在试验中,为了降低摩擦带、摩擦块与曳引轮摩擦面之间发热温度,在各摩擦接触面采用冷水散热.

2.2 曳引机效率及承载试验结果与分析

曳引机效率及承载试验分为空载跑合、效率试验和承载能力试验三个阶段.效率及承载能力试验的加载载荷以电梯稳定运行时最大曳引力矩为额定加载扭矩, $T_0 = 158.2 \text{ kg} \cdot \text{m}$.

首先曳引机在空载条件下,以额定速度运行到平稳油温,待油温保持稳定之后逐级加载,进行效率试验.各级加载扭矩分别为 $50\% T_0$ 、 $70\% T_0$ 、 $80\% T_0$ 及 $90\% T_0$.在各级加载扭矩下曳引机的效率、油温——时间曲线如图 6、图 7 所示.

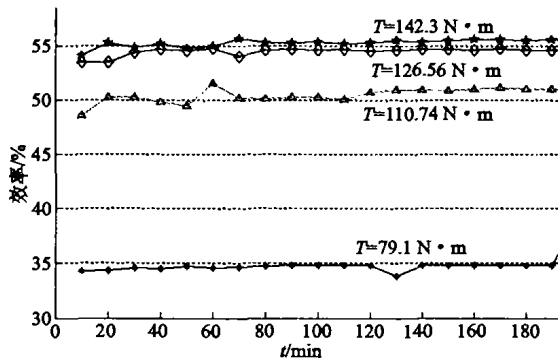


图 6 效率——时间曲线

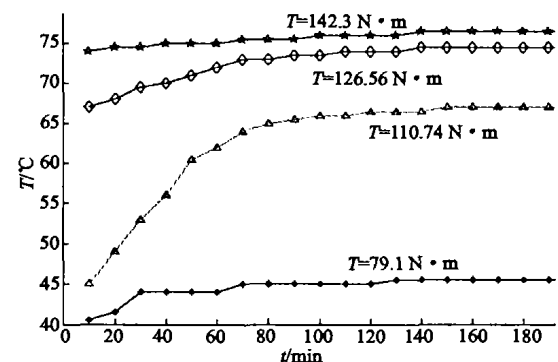


图 7 油温——时间曲线

最后,将横梁两端的加载扭矩加到及,进行曳引机

承载能力试验. 曳引机承载能力试验中曳引机效率、油温及曳引轮上承载扭矩——时间曲线如图8所示.

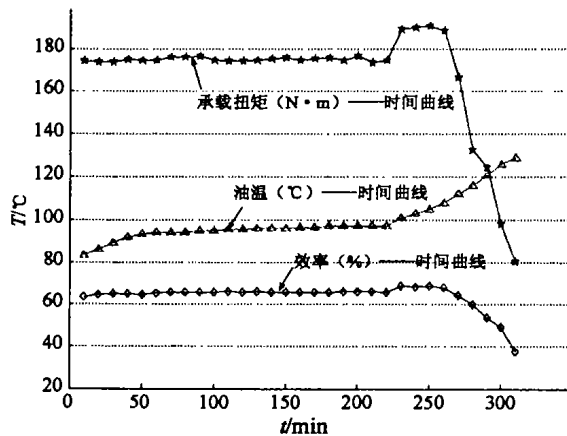


图8 承载能力试验数据曲线族

由图6-8可知,圆柱蜗杆传动曳引机的传动效率随曳引轮上加载扭矩增大而逐渐提高,其效率最大可达到65%左右.随着加载扭矩继续增大,在加载扭矩达到120% T_0 时,圆柱蜗杆副出现胶合破坏.此时,曳引机效率迅速下降、油温急剧增高,在输入功率不变的情况下曳引机的输出转矩急剧减小.

3 蜗杆传动曳引机的改进

鉴于目前圆柱蜗杆传动曳引机承载能力低、传动效率和抗磨损能力差的问题,为了提高蜗杆传动曳引机的传动效率和承载能力,使蜗杆传动齿侧间隙可以得到满意的调整和磨损补偿.采用新型蜗杆传动作为电梯曳引机的主传动机构成为解决问题的关键所在.

侧隙可调式变齿厚平面蜗轮包络环面蜗杆传动,简称“变齿厚平面蜗轮传动”,属于平面蜗轮包络环面蜗杆,是一种侧隙可调的斜平面一次包络环面蜗杆传

动.该传动具有平面一次包络环面蜗杆传动传动效率高、承载能力大、多齿接触、平均误差小等优点.

其平面蜗轮巧妙地利用了斜平面一次包络环面蜗杆传动接触区域随齿平面倾角改变而变化的特点,将蜗轮的两侧齿面设计成一倾角大、一倾角小的平面.使蜗轮齿沿其轴向呈楔形,蜗轮同一半径各个端面的齿厚成线性变化,并且轮齿两侧的接触区域都落在齿宽半边.通过对蜗轮轴向位置的调整,可以对齿侧间隙进行满意的调整和磨损补偿.该传动是能够全面提高电梯曳引机主传动机构性能、具有自主知识产权的新型传动.

4 结论

采用变齿厚平面蜗轮传动作为电梯曳引机的主传动机构,不仅可以充分利用平面一次包络环面蜗杆承载能力大、传动效率高的优点,还可以在蜗轮副磨损的情况下,对齿侧间隙进行调整和补偿.是全面提高电梯曳引机性能具有创新性的新型传动.

参考文献:

- [1] 张光辉.侧隙可调式平面包络环面蜗杆传动[J].中国机械工程学报,2000,28(6):16-20.
- [2] 杨兰春.电梯曳引机设计·安装·维修[M].北京:机械工业出版社,1986.
- [3] 吴鸿业,张亚雄,齐麟.蜗杆传动设计[M].北京:机械工业出版社,2000.
- [4] 下河边明,铃木勇夫.弧面蜗杆蜗轮的性能[A].重庆大学机械系蜗杆传动科研组译编:蜗杆传动论文集[C].重庆:重庆大学,1997.
- [5] 范垂本.齿轮的强度和试验[M].北京:机械工业出版社,1979.

Analysis on Oylindrical Worm in Traction Machine and Modifications

ZHANG Guang-hui, ZHENG Hong-wei, LUO Wen-jun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Cone enveloping cylindrical worm in traction machine as instance, theoretical analysis on cylindrical worm transmission has been theoretically analyzed, and efficiency test and load capability test of traction machine with YJ240 cylindrical worm have been done on open power gear experimental instrument. According to the experimental data, it indicates cylindrical worm have some weaknesses on load capability, efficiency, adjustment possibility of tooth backlash and so on. Therefore, on purpose of improving integral performance of traction machine, face worm with variable tooth thickness may be used as primary drive mechanism in traction machine instead of cylindrical worm.

Key words: traction machine; cone enveloping cylindrical worm; face worm with variable tooth thickness; tooth backlash