

# 面向砼密封体磨损寿命的结构优化设计

王安麟<sup>1</sup>, 刘瑜华<sup>1</sup>, 施中秋<sup>1</sup>, 刘洪庆<sup>2</sup>

(1. 同济大学 机械工程学院, 上海 200092; 2. 扬州中集通华专用车有限公司, 江苏 扬州 225009)

**摘要:** 为解决混凝土泵送过程中砼密封体在混凝土多相流体以及变载荷条件下的使用寿命问题, 提出了基于摩擦副接触压强均匀化评价的砼密封体结构形态参数优化设计方法. 即在归纳了弹性接触摩擦磨损的一般化物理模型的基础上, 分析影响磨损的主要因素. 参照实际工况建立砼密封体接触力学模型, 并以砼密封体接触压强均匀化为基准建立优化目标评价函数, 通过田口方法实现结构设计的多参数优化. 为复杂工况下砼密封体的结构设计提供理论支持, 并为同类接触磨损破坏原因的反求研究提供工程化指导.

**关键词:** 砼密封体; 摩擦磨损; 接触力学; 结构优化; 田口方法

**中图分类号:** TH 117; TU 646

**文献标识码:** A

## A structural Optimization Design for Wear-out Life of Concrete Sealing

WANG Anlin<sup>1</sup>, LIU Yuhua<sup>1</sup>, SHI Zhongqiu<sup>1</sup>, LIU Hongqing<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Yangzhou CIMC Tonghua Special Vehicles Co. Ltd., Yangzhou 225009, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of lifetime of concrete sealing during the pumping process of concrete under the condition of multiphase fluid and variable load, this paper presents a design for structure parameters optimization of concrete sealing based on the homogenizing evaluation of the contact pressure of friction pair. That is to say, on the basis of the generalized physical model of elastic contact friction and wear, the paper analyzes the main elements which affect abrasion. Reference to the actual working conditions, this paper establishes the contact mechanical model of concrete sealing and carries out the multi-parameter optimization of the structure by Taguchi method. This study provides theoretical support for the design of concrete sealing under complex working conditions, and presents an engineering guide for reverse research of the similar contact wear

damage.

**Key words:** concrete sealing; friction and wear; contact mechanics; structure optimization; Taguchi method

砼密封体是一种用于混凝土泵车泵送系统中的输送缸活塞密封体, 实现混凝土从料斗到输送缸再到臂架输送管的连续泵送. 在使用中, 起着减小与输送缸壁的摩擦力、防止混凝土泄漏的作用. 作为易损件, 因为寿命短, 效率低, 在实际工作中需经常更换, 给工作带来诸多不便. 对于这一工程实际问题尚无彻底的解决方案, 因而开展对混凝土泵送系统砼密封体磨损分析和优化, 改善工作性能, 具有重要的现实意义和实用价值.

目前, 国内外对砼密封体结构方面的研究非常少, 而砼密封体的寿命问题属于材料的摩擦磨损问题. 对于这类问题, 已有的研究有: 采用非线性弹簧和阻尼模拟接触法向力, 考虑边界润滑条件, 建立运动副的接触摩擦模型<sup>[1]</sup>; 结合黏着磨损理论和Majumdar-Bhushan分形接触模型, 建立接触磨损的数学模型<sup>[2]</sup>. 但是, 砼密封体本身的形态非常复杂, 工作过程中聚氨酯材料的受热膨胀, 以及极端复杂的工况和受力受载后的复杂变形等, 使得上述的接触磨损模型存在非常大的局限性.

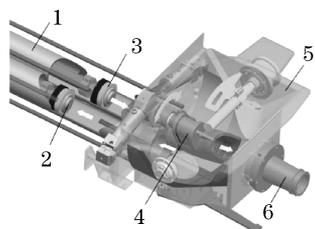
## 1 泵送系统砼密封体的工作原理

图1所示为混凝土泵车泵送系统工作原理图. 泵送系统由2个混凝土输送缸、输送缸活塞、换向装置、分配阀、料斗和出料口组成. 其中, 砼密封体为输送缸活塞上的聚氨酯复合材料密封件. 泵送混凝土时, 在主缸缸作用下, 一个混凝土活塞前进, 另一个混凝土

收稿日期: 2010-01-21

第一作者: 王安麟(1954—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为工程机械、智能设计及微机械等.  
E-mail: wanganlin@tongji.edu.cn

活塞后退. 同时在摆动油缸的作用下, 一个输送缸与分配阀相通, 另一个输送缸与料斗相通. 这样, 后退的混凝土活塞将混凝土从料斗吸入输送缸; 前进的混凝土活塞将输送缸内的混凝土料送入分配阀而从出料口泵出, 这样就完成了1次泵送. 当混凝土活塞后退至行程终端时, 会感应换向装置, 使主油缸换向、摆动油缸换向, 从而实现混凝土的交替连续泵送.



1—混凝土输送缸; 2—输送缸活塞; 3—砼密封体;  
4—分配阀; 5—料斗; 6—出料口

图1 泵送系统工作原理图

Fig.1 Working principle of the pumping system

在实际使用过程中, 砼密封体的寿命以泵送混凝土的方数计算. 统计发现, 较短的寿命在1 000~2 000 m<sup>3</sup>; 较长的寿命则可达1万~2万 m<sup>3</sup>, 甚至更多. 可见砼密封体的使用寿命非常难以估计与控制. 这是实际生产过程中的一大缺陷, 对工作效率产生了很大的影响. 泵送系统砼密封体的磨损问题, 是一个接触力学有限元、复合材料、多相流体变载荷、热力耦合、润滑以及振动冲击等多学科交织的复杂问题.

## 2 摩擦磨损的一般化物理模型及磨损因素分析

### 2.1 摩擦磨损的一般化物理模型

以具有粗糙表面的绝对刚性物体沿弹性变形的被磨损的另一物体的光滑表面移动时的接触情况为例. 表征单位行程磨损量的磨损率公式如下<sup>[3-4]</sup>:

$$I = \left( K_1 \alpha \sqrt{\frac{h}{r}} \right) \left( \frac{p_a}{p_r} \right) \left( \frac{1}{n} \right) \quad (1)$$

式中:  $K_1$  为几何轮廓和固体表面上单位不平体沿高度分布所决定的乘数;  $\alpha$  为重叠系数, 即名义接触面积  $A_a$  和实际接触面积  $A_r$  的比值;  $h$  为表面不平体压入深度;  $r$  为折合半径;  $p_a$ ,  $p_r$  分别为名义、实际接触面积所对应的压力;  $n$  为循环次数.

$\sqrt{h/r}$  表示平面不平体的相对压入深度, 在绝对刚性粗糙体与弹性变形物体相互作用情况下

$$\sqrt{\frac{h}{r}} = \left( \frac{2p_c}{p_r} \right)^{1/2v} \Delta^{1/2} \quad (2)$$

式中:  $v$  为支撑曲线参数;  $\Delta$  为粗糙度综合特性;  $p_c$  为轮廓接触面积所对应的压力.

破坏前的循环次数  $n$  随应力作用振幅值的增加而减少. 对于弹性接触, 有经验公式

$$n = (\sigma_0/\sigma)^t \quad (3)$$

式中:  $\sigma_0$  为破坏应力;  $\sigma$  为工作应力,  $\sigma = kfp_r$ ;  $k$  为摩擦系数与接触点处实际应力间的比例系数;  $f$  为摩擦系数;  $t$  为摩擦疲劳曲线参数, 摩擦疲劳曲线幂指数考虑到摩擦时所产生的所有复杂的物理化学过程.

将式(2)、(3)代入式(1)得

$$I = K_1 \alpha \left( \frac{2p_c}{p_r} \right)^{1/2v} \Delta^{1/2} \frac{p_a}{p_r} \left( \frac{kfp_r}{\sigma_0} \right)^t = K_1 \alpha 2^{1/2v} p_a p_c^{1/2v} p_r^{t-1/2v-1} \Delta^{1/2} \left( \frac{kf}{\sigma_0} \right)^t \quad (4)$$

另外, 实际接触压力

$$p_r = 0.5 E^{2v} \Delta^{2v+1} p_c^{1/2v+1} \quad (5)$$

其中  $E$  为弹性模量, 并且对于无波纹度的表面接触  $p_a = p_c$ . 由此得到弹性接触时磨损率为

$$I = K_1 \alpha 2^{1/2v} p_a^{1+1/2v} (0.5 E^{2v} \Delta^{2v+1} p_a^{2v+1})^{t-1/2v-1} \cdot \Delta^{1/2} \left( \frac{kf}{\sigma_0} \right)^t = (0.5^{t-1/2v-1} 2^{1/2v} K_1 \alpha) \cdot (\Delta^{2v+1}) (p^{1+1/2v+1}) (E^{2vt} \Delta^{-1}) \left( \frac{kf}{\sigma_0} \right)^t \quad (6)$$

### 2.2 磨损因素的分析 and 归纳

对摩擦磨损的一般化物理模型推导出的磨损率公式进行分析, 式(6)第1项为系数项, 第2项为粗糙度项, 第3项为接触压强项, 第4项为杨氏模量项, 第5项为摩擦系数及破坏应力项. 由此得到对于一般性的弹性接触磨损模型, 影响磨损的主要因素有刚性材料表面粗糙度、摩擦耦合特性(润滑、温度)、材料特性、接触压强等.

综合砼密封体的实际情况, 本文的重点在于: 认为输送缸表面粗糙度、同轴度、摩擦耦合(润滑), 以及砼密封体材料这些因素保持不变的前提下, 展开基于接触压强  $p$  为评价, 砼密封体结构优化为目标的砼密封体磨损寿命研究.

## 3 砼密封体接触力学模型

### 3.1 砼密封体接触力学模型及研究思路

图2是2维砼密封接触力学模型: 直线代表刚性体混凝土输送缸, 网格体代表砼密封体圆周方向上的任意

剖面,其与输送缸接触部分的左侧称为裙部;右侧称为肩部,并且肩部由3个凸台和2个油槽构成.建模时考虑到磨损过程中的温升,模型中加入热力耦合因素.即在模型中加入温度场,以20℃为初始温度,90℃为终止温度,以分析步的方式加入模型中,达到缓慢温升的效果,与实际情况吻合.实验测得砼密封体材料的线胀系数为 $1.707 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

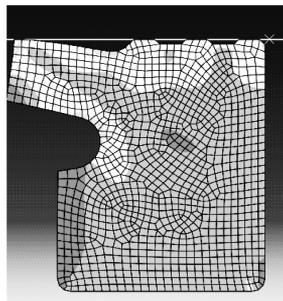


图2 砼密封体2维接触力学模型

Fig.2 Two-dimensional contact mechanics model of concrete sealing

砼密封体接触力学模型解析方法的总体思路如图3所示.首先根据合作企业现有的砼密封体结构参数和载荷条件、边界条件建立符合实际工况的砼密封体接触力学模型,并由解析提取的应力应变、接触压强等信息来发现现有模型存在的问题;然后由第2轮解析寻求解决问题的有效途径,即提出可行的结构优化设计参数和建立优化目标评价函数;再由第3轮解析结合田口方法对模型进行多参数优化.

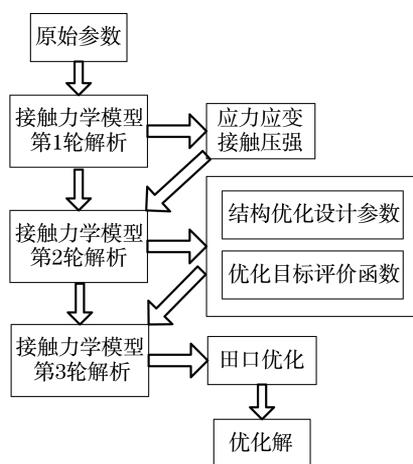


图3 砼密封体接触力学模型解析方法流程图

Fig.3 Analytic method's flow diagram of contact mechanics model of concrete sealing

### 3.2 砼密封体结构优化设计参数

以现有的砼密封体结构参数和载荷条件、边界条件建立的砼密封体接触力学模型,即第1轮解析

得到的结果,可以归纳为如下结论:①砼密封体在受载以后产生较大的变形,肩部3个凸台与缸体的接触压强差异很大,存在受载严重不均以及润滑油泄漏等状况;②砼密封体裙部各节点与缸体的接触压强有少量不均的现象,尚有进一步改善的空间.

综合第1轮解析得到的砼密封体缺陷以及考虑加工工艺的可行性,提出图4所示的砼密封体结构优化设计参数.其中: $t_1$ 为砼密封体肩部凸台1左端的过盈量, $t_2$ 为砼密封体肩部凸台3右端的过盈量, $r$ 为根部半圆弧的半径变化量, $x$ 为左侧挡板处预紧力引起的微小位移量.

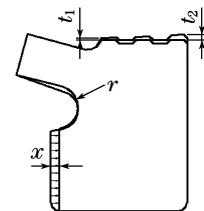


图4 砼密封体结构优化设计参数

Fig.4 Optimization design parameters of concrete sealing

## 4 基于田口方法的砼密封体结构形态优化

传统优化方法的特点要求物理对象与实验结果间能建立显性的函数表达式.遗传算法则不存在求导和对函数连续性的限定,但对于一个复杂的接触力学系统,有限元本身计算量过大,优化计算所耗的时间长,并无法确定在如此庞大的计算量下最终结果是否满意<sup>[5-6]</sup>.

故本文提出使用田口方法<sup>[7-8]</sup>对砼密封体模型中结构设计参数进行优化.田口方法最大的特点在于利用简单的直交表实验设计与简洁的变异数分析,以少量的实验数据便能指出优化趋势,大大降低计算量.选择3组已有的表现相对较好的参数,通过主实验来选择最佳的参数组合,使砼密封体接触模型的仿真结果与评价目标达到高品质的相关性<sup>[9-10]</sup>.

### 4.1 建立优化目标评价函数

图5为砼密封体加载(进程)时的变形形态以及各个节点的接触情况.希望凸台1、凸台2、凸台3的各个节点的平均接触压强 $\bar{P}_1, \bar{P}_2, \bar{P}_3$ 之间的差值达到最小,即

$$J_1 = \delta \bar{P}_{123} = \left| \max \bar{P}_i - \min \bar{P}_i \right|, i = 1, 2, 3 \quad (7)$$

同时,希望裙部各节点之间最大接触压强与最小接触压强之间的差值达到最小,即

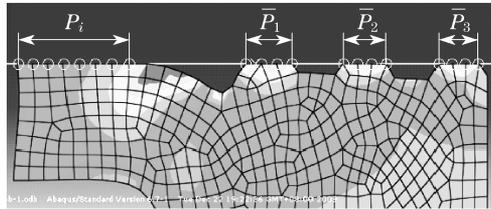


图5 砼密封体加载(活塞进程)时的评价

Fig.5 Evaluation of concrete sealing with load(forward of the piston)

$$J_2 = \left| \max P_i - \min P_i \right|, i = 1, 2, \dots, 8 \quad (8)$$

图6为砼密封体空载(回程)时的变形形态以及各个节点的接触情况.希望凸台1、凸台2、凸台3的各个节点的平均接触压强  $\bar{P}'_1, \bar{P}'_2, \bar{P}'_3$  之间的差值达到最小,即

$$J_3 = \delta \bar{P}'_{1,2,3} = \left| \max \bar{P}'_i - \min \bar{P}'_i \right|, i = 1, 2, 3 \quad (9)$$

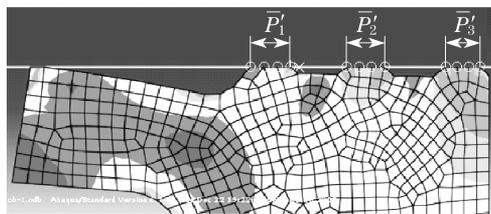


图6 砼密封体空载(活塞回程)时的评价

Fig.6 Evaluation of concrete sealing without load(backward of the piston)

综合式(7)、(8)、(9)得到砼密封体优化的评价标准

$$J = \alpha_1 J_1 + \alpha_2 J_2 + \alpha_3 J_3 \rightarrow \min \quad (10)$$

式中,  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  为加权系数,分别取值  $\alpha_1 = \alpha_3 = 0.35, \alpha_2 = 0.3$ .

#### 4.2 参数设计主实验分析

根据前文得到的砼密封体结构设计参数,需要设计优化的参数为4个:  $t_1, t_2, r, x$ . 任意选择3组使仿真达到直观上具有较好效果的参数水平,如表1所示.其中,  $L_1, L_2, L_3$  分别代表3组数据,  $J$  为每个模型对应的评价系数.

表1 设计参数水平

Tab.1 Levels of design parameters

数据组	$t_1$	$t_2$	$r$	$x$	$J$
$L_1$	$t_{12}$	$t_{21}$	$r_1$	$x_1$	1.600 6
$L_2$	$t_{21}$	$t_{22}$	$r_2$	$x_2$	1.790 9
$L_3$	$t_{31}$	$t_{32}$	$r_3$	$x_3$	1.964 8

将表1中的4个三水平因子全部分配在田口的  $L_9(3^4)$  直交表中,得到9组模型参数.分别对这9组数据进行接触模型仿真,并计算出每个模型对应的评价系数,如表2所示.

在田口方法的指导下,计算每个参数在其3个水平下的品质均值,如表3所示.通过比较,选出各个参数使模拟质量达到最高水平时的值为最终的优化结果.最终选择的最佳参数组合为:  $t_{21}, t_{12}, r_1, x_1$ .

表2 模型评价系数

Tab.2 Value factors of models

评价系数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$J_1$	0.895 6	0.755 1	0.734 7	1.104 2	0.944 2	0.766 2	1.300 8	1.083 0	0.931 1
$J_2$	2.979 0	3.312 9	3.616 2	3.546 3	3.821 8	3.341 3	4.071 4	3.521 7	3.885 1
$J_3$	1.124 2	1.444 0	1.768 1	0.911 7	1.081 0	1.374 7	0.500 6	0.791 4	0.968 5
$J$	1.600 6	1.763 6	1.960 8	1.769 5	1.855 4	1.751 7	1.851 9	1.712 6	1.830 4

表3 设计因子在各水平的相关系数值

Tab.3 Relative coefficients of design factor in each level

水平	$t_1$	$t_2$	$r$	$x$
1	1.805 0	1.740 7	1.688 3	1.762 1
2	1.792 2	1.777 2	1.787 8	1.789 1
3	1.798 3	1.847 6	1.889 4	1.814 3

#### 4.3 优化结果及其分析

在最佳参数组合下,对模型进行仿真,得到评价系数为1.580 5,与三组原始参数比较其评价系数有

了显著的改善.证明通过田口方法找到了一组使系统具有一定稳定性又可以达到很好的评价系数的优化组合.

图7所示为砼密封体原始模型与优化模型裙部各个节点的接触压强对比.通过图7可以观察到,优化模型裙部各个节点的接触压强比原始模型裙部各个节点的接触压强更加平缓.

图8所示为砼密封体原始模型与优化模型肩部各个节点的接触压强对比.通过图8可以观察到,优

化模型肩部各个节点的接触压强比原始模型肩部各个节点的接触压强有了非常显著的改善,各个节点的接触压强更加均衡,并且不再出现零值的情况,也就是说3个凸台都能和输送缸有完全和均匀的接触,对避免润滑油的泄露和油膜的形成有非常好的帮助。

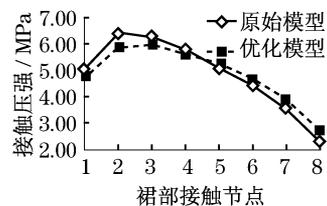


图7 原始模型与优化模型裙部节点接触压强对比

Fig.7 Contrast of contact pressure between prototype model and optimization model

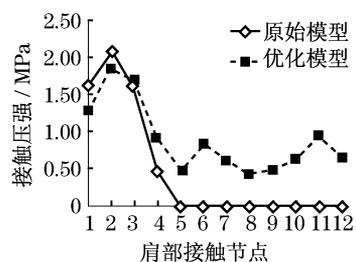


图8 原始模型与优化模型肩部节点接触压强对比

Fig.8 Contrast of contact pressure between prototype model and optimization model

## 5 结论

(1) 以复杂工况下矽密封体的摩擦磨损问题为研究对象,摩擦副接触压强均匀化为评价标准,通过田口方法对结构设计的多参数进行优化组合求解,解决矽密封体在使用过程中润滑较差、寿命偏低的问题。

(2) 找到了一组符合评价标准,即矽密封体与输送缸缸体各个接触节点的接触压强更为均匀的矽密封体结构优化参数组合,使矽密封体的磨损更为均匀,油膜和润滑状态更为良好,有效提高矽密封体的健壮性和可靠性。

(3) 论文提出的基于摩擦副接触压强均匀化评价的矽密封体结构形态参数优化设计方法,为复杂工况下矽密封体的结构设计提供理论支持,并为其其他接触磨损破坏原因的反求研究提供工程化指导。

## 参考文献:

- [1] 王国庆,刘宏昭,孙百俊.考虑边界润滑的间隙机构运动副接触磨损[J].长安大学学报,2002,22(6):85.  
WANG Guoqing, LIU Hongzhao, SUN Baijun. Contact wear of four-bar planar linkage with clearance joint under boundary lubrication[J]. Journal of Xi'an Highway University, 2002, 22(6): 85.
- [2] 戴丰,鲁统利,张建武.基于分形理论的同步器接触磨损模型[J].汽车技术,2009,15(5):15.  
DAI Feng, LU Tongli, ZHANG Jianwu. A model for synchronizer contact wear based on fractal theory [J]. Automobile Technology 2009, 15(5): 15.
- [3] 克拉盖尔斯基 N.B. 摩擦、磨损与润滑手册(第一册)[M].北京:机械工业出版社,1986.  
Kparenbcknm N B. Friction, wear and lubrication manual (Book I) [M]. Beijing, China Machine Press, 1986.
- [4] 格利布 B.B. 数值法解摩擦学技术问题[M].北京:机械工业出版社,1989.  
Tjno B B. Numerical solution for the technical aspects of tribology [M]. Beijing, China Machine Press, 1989.
- [5] 王安麟,傅英超,刘瑜华,等.基于田口方法的电子连接器微颤振磨损自组织模型的优化[J].机械工程学报,2010,46(21):118.  
WANG Anlin, FU Yingchao, LIU Yuhua, et al. Optimization of self-organization model of electric connector under fretting wear based on taguchi method [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 118.
- [6] 王安麟.复杂系统的分析与建模[M].上海:上海交通大学出版社,2004.  
WANG Anlin. Analysis and modeling of complex system [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2004.
- [7] Roy, Ranjit K. Design of experiments using the Taguchi approach; 16 steps to product and process improvement [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- [8] Sunny City. 田口方法概述 [M]. 台湾:台湾国立成功大学, 2000.  
Sunny City. Summarizing of Taguchi method [M]. Taiwan: National Cheng Kung University, 2000.
- [9] 刘明周,张凤琴,吴俊峰,等.基于田口质量观的机械产品选配方法[J].机械工程学报,2006,42(10):127.  
LIU Mingzhou, ZHANG Fengqin, WU Junfeng, et al. Method of selective assembly about mechanical product based on Taguchi-quality-thinking [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(10): 127.
- [10] 朱浩清,王建荣.“田口式质量损失函数”的应用[J].南京航空航天大学学报,1994,26(增刊):368.  
ZHU Haoqing, WANG Jianrong. Application of loss function of quality of Taguchi [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1994, 26(Suppl.): 368.