

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.12.014

新型气动式滚柱直线导轨副钳制器的力学分析*

刘文威¹, 杨家军^{1*}, 沈婧芳², 孙健利³, 关景开³

(1. 华中科技大学 机械科学与工程学院, 湖北 武汉 430074;

2. 华中农业大学 理学院, 湖北 武汉 430074;

3. 广东高新凯特精密机械股份有限公司, 广东 江门 529100)

摘要: 为了解决高速高精直线电机应用于机床上时滚动直线导轨缺乏制动功能的问题,将气动制动技术运用于直线导轨的制动系统中,设计了一种新型气动式钳制器。首先,分析了钳制器的结构特点及工作原理;然后,通过对内部结构的受力分析,给出了输出力及增力系数的计算公式,并确定了其不自锁的条件。最后,通过对各个参数的分析,得出了在润滑条件和无润滑条件下楔形角、滚动摩擦系数及滑动摩擦系数对增力比的影响关系。研究表明,在无润滑条件下得到的增力系数范围为7.46~10.76,有润滑条件下得到的增力系数范围为17.72~18.38。计算结果与试验值的比较结果显示,两者基本吻合,验证了力学分析的正确性,从而为设计较大增力系数的新型气动式滚柱直线导轨副钳制器提供了理论依据。

关键词: 钳制器; 不自锁; 增力系数; 摩擦系数

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)12-1578-05

Mechanical analysis of a new type of pneumatic clamping elements for roller guide

LIU Wen-wei¹, YANG Jia-jun¹, SHEN Jing-fang², SUN Jian-li³, GUAN Jing-kai³

(1. School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

2. College of Sciences, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430074, China;

3. Guangdong Gaoxin Height Precision Machinery Co. Ltd., Jiangmen 529100, China)

Abstract: In order to solve the problem of lacking braking capacity of linear rolling guide system when linear motor was applied in the machine tools, a new type of pneumatic clamping device was developed by using pneumatic braking technology. The structural characteristics and operating principle of clamping element were analyzed at first. Then, according to the mechanical analysis, computation formula of the output force and the amplificatory coefficient were obtained, meanwhile, its non-self-locking conditions were also identified. Finally, parameters such as wedge angle, friction coefficient were analyzed, and the influence of these parameters on amplificatory coefficient under the conditions of lubrication and lubrication-free were obtained. The results indicate that amplificatory coefficient is obtained as 7.46~10.76 under the condition of lubrication and 17.72~18.38 under the condition of lubrication-free. Some calculated results are verified by the experimental data, which show they are reasonable, thus provide theoretical basis for design pneumatic clamping element for roller guide with bigger amplificatory coefficient.

Key words: clamping elements; non-self-locking; amplificatory coefficient; friction coefficient

收稿日期: 2014-08-04

基金项目: 广东省教育部产学研结合项目(2012B091000078);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2013QC022)

作者简介: 刘文威(1987-),男,湖北武汉人,博士研究生,主要从事直线导轨滚动功能部件分析研究工作. E-mail:wenwei2009@163.com

通信联系人: 杨家军,男,教授,博士生导师. E-mail:yjjlar@sina.com

0 引言

随着高速高精直线电机在机床上的应用不断增加,滚动直线导轨作为机床上普遍应用的功能部件,其制动功能亟需解决。钳制器作为钳制组件用于直线导轨上,具有滑台的固定、定位及防止振动的用途,带有刹车结构的钳制器还能起到紧急刹车的作用^[1]。目前,世界上只有德国ZIMMER公司与日本NBK公司研发了直线导轨钳制器,但不能适用于国内生产的直线导轨;国内杨家军^[2-3]对气压型与液压型钳制器的静态特性和运动特性进行了相关研究,理论仍有待完善。该问题如得到较好解决,将极大地推动我国数控机床用滚动直线导轨副事业的发展。

本研究通过对直线导轨滚动功能部件钳制器的结构及工作原理进行分析,得出理论和实际钳制力公式,并分析各个参数对增力系数的影响,为较大增力系数的钳制器的设计提供理论依据。

1 结构特点及工作原理

钳制器在各种高速高精机床和设备中的应用越来越广泛。气动式钳制器如图1所示。

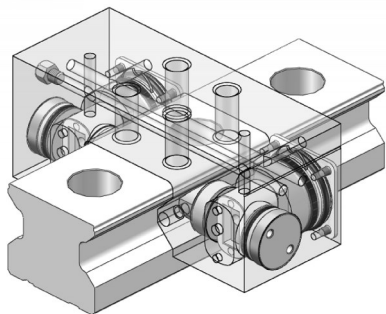


图1 钳制器三维图

钳制器内部楔形增力机构如图2所示。钳制器由活塞楔形块1、滚柱2、调整螺栓3、保持架4、弹簧5、滚柱6、制动块7、两位三通换向阀8及本体组成。保持架使两个滚柱保持在它的两侧圆柱孔中,以实现两滚柱的同步运动。调整螺栓提供支反力,平衡楔形块的水平分力作用。3个弹簧均在气压撤消后,起复位作用。

钳制器采用气压控制,当气压通过两位三通换向阀作用在活塞上时产生力 F ,并将力和位移传给楔形块。楔形块与活塞固连在一起,并有一楔形角度 θ ,起增力的作用,楔形块通过这一楔形角将从活塞传递来的力放大后传给滚柱6,滚柱6再将力传递给制动块,制动块与导轨接触,产生夹持力 F_0 ,制动块与导轨之

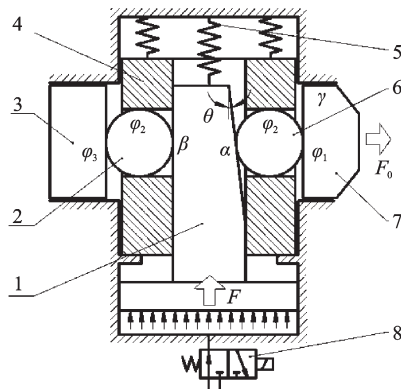


图2 钳制器楔形增力机构原理图

间通过摩擦产生制动力 R ,即是钳制器的强固保持力。当气压撤消后,由楔形块和保持器上的弹簧提供回复力,使各部分复原,气缸内气体通过换向阀排出。

2 力学计算及分析

钳制器的保持力是指作用于滚柱直线导轨轴向及径向载荷 R 。保持力是钳制器的一个重要性能参数,其与夹持力 F_0 的关系为 $R=\mu F_0$ 。与杠杆增力机构^[4]不同,钳制器内部的核心增力机构为楔形块增力机构,通过该增力机构将输入力放大。输出的理论夹持力 F_0 与输入力 F 之间的关系可由2.1节中内容得到,输出的实际夹持力 F_{0p} 与输入力 F 之间的关系可由2.2节中内容得到。

2.1 理论输出力与理论增力系数计算

不考虑各接触面之间的摩擦,其理论输出力与理论增力系数分别为^[5-7]:

$$F_{0t} = \frac{F}{\tan \theta} \quad (1)$$

$$i_t = \frac{F_0}{F} = \frac{1}{\tan \theta} \quad (2)$$

式中: F_{0t} —理论输出夹持力; i_t —理论增力系数; F —作用于活塞的力,即输入力; θ —楔形块的楔形角。

2.2 实际输出力与实际增力系数计算

本研究分别对楔形块1、圆柱2、圆柱6和制动块7进行受力分析,受力分析如图3所示。

由矢量三角形关系,可分别得到如下方程式:

$$\begin{aligned} F + R_1 + R_2 &= 0, R_2 + R_3 + R_4 = 0 \\ R_2 + R_5 + R_6 &= 0, F_0 + R_6 + R_7 = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

转化成对应的标量形式,得出以下方程式:

$$\frac{F}{\sin(\alpha + \beta + \theta)} = \frac{R_1}{\cos(\alpha + \theta)} = \frac{R_2}{\cos \beta} \quad (4)$$

$$\frac{R_1}{\cos(\varphi_2 - \varphi_3)} = \frac{R_4}{\cos(\varphi_2 + \beta)} \quad (5)$$

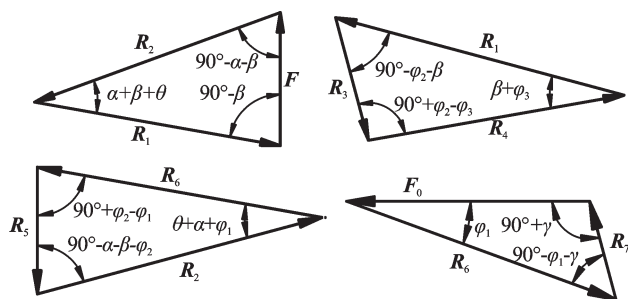


图3 楔形块1、圆柱2、圆柱6和制动块7受力分析图

R_1 —楔形块与滚柱2之间的作用矢量力; R_2 —楔形块与滚柱6之间的作用矢量力; R_3 —保持架与滚柱2之间的作用矢量力; R_4 —调整螺栓与滚柱2之间的作用矢量力; R_5 —保持架与滚柱6之间的作用矢量力; R_6 —滚柱6与制动块之间的作用矢量力; R_7 —主体与制动块之间的作用矢量力

$$\frac{R_2}{\cos(\varphi_2 - \varphi_1)} = \frac{R_6}{\cos(\varphi_2 + \alpha + \theta)} \quad (6)$$

$$\frac{R_6}{\cos \gamma} = \frac{F_0}{\cos(\varphi_1 + \gamma)} \quad (7)$$

由式(4~7)得出实际输出力与实际增力系数分别为^[8-9]:

$$F_{op} = \frac{(1 - \tan \varphi_1 \tan \gamma)[1 - \tan \varphi_2 \tan(\alpha + \theta)]}{(1 + \tan \varphi_1 \tan \varphi_2)[\tan \beta + \tan(\alpha + \theta)]} F \quad (8)$$

$$i_p = \frac{(1 - \tan \varphi_1 \tan \gamma)[1 - \tan \varphi_2 \tan(\alpha + \theta)]}{(1 + \tan \varphi_1 \tan \varphi_2)[\tan \beta + \tan(\alpha + \theta)]} \quad (9)$$

式中: α —楔形块与滚柱6之间的摩擦角; β —楔形块与滚柱2之间的摩擦角; φ_1 —滚柱6与制动块之间的摩擦角; φ_2 —调整螺钉与滚柱2间的摩擦角; γ —制动块与本体之间的摩擦角。

2.3 自锁性能

在回程运动过程中,对楔形块进行受力分析,受力分析图如图4所示。

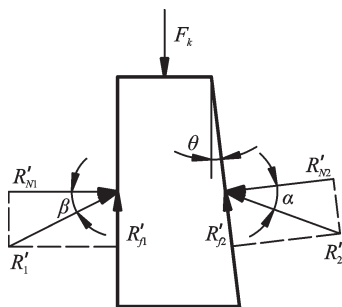


图4 回程运动时楔形块受力分析图

由受力分析可知楔形块要顺利往回运动,必须满足^[10]:

$$R'_2 \sin(\theta - \alpha) - R'_1 \sin \beta + F_k \geq 0 \quad (10)$$

式中: R'_1 —楔形块回程运动时楔形块与滚柱2之间的

作用力; R'_2 —楔形块回程运动时楔形块与滚柱6之间的作用力; F_k —楔形块上弹簧的回复力。

由力平衡关系可知:

$$R'_2 \cos(\theta - \alpha) = R'_1 \cos \beta \quad (11)$$

由式(10,11)可得:

$$\frac{\sin(\theta - \alpha - \beta)}{\cos \alpha} R'_2 + F_k \geq 0 \quad (12)$$

要满足公式(12),只需要满足 $\theta - \alpha - \beta \geq 0$ 即可。

即不自锁条件:

$$\theta \geq \alpha + \beta \quad (13)$$

3 力学分析

楔形块的楔形角取 $\theta = 3^\circ$,圆柱滚子在工作过程中做纯滚动,制动块做滑动运动。

3.1 不考虑摩擦系数

摩擦角 $\alpha = \beta = \varphi_1 = \varphi_2 = \gamma = 0^\circ$,代入式(2)计算可得到不考虑摩擦系数时的理论增力系数如表1所示。

表1 不考虑摩擦系数时理论增力系数

滚动摩擦系数 f_1	滑动摩擦系数 f_2	理论增力系数 i_p
0	0	19.08

3.2 考虑摩擦系数

无润滑条件下,滚动摩擦系数: $f_1 = 0.02 \sim 0.04$ ^[11],摩擦角 $\alpha = \beta = \varphi_1 = \varphi_2 = \arctan(f_1)$ 。滑动摩擦系数: $f_2 = 0.15$,摩擦角 $\gamma = \arctan(f_2)$ 。代入式(9)计算可得到考虑摩擦系数时无润滑条件下的实际增力系数,具体如表2所示。

表2 考虑摩擦系数时无润滑条件下相关参数

滚动摩擦系数 f_1	滑动摩擦系数 f_2	摩擦角 $\alpha, \beta, \varphi_1, \varphi_2 / (^\circ)$	摩擦角 $\gamma / (^\circ)$	实际增力系数 i_p
0.02	0.15	1.145 8	8.530 8	10.76
0.03	0.15	1.718 4	8.530 8	8.82
0.04	0.15	2.290 6	8.530 8	7.46

润滑的条件下,滚动摩擦系数: $f_1 = 0.001 \sim 0.003$,摩擦角 $\alpha = \beta = \varphi_1 = \varphi_2 = \arctan(f_1)$ 。滑动摩擦系数: $f_2 = 0.1 \sim 0.12$,摩擦角 $\gamma = \arctan(f_2)$ 。代入式(9)计算可得到考虑摩擦系数时润滑条件下的实际增力系数,具体如表3所示。

表3 考虑摩擦系数时润滑条件下相关参数

滚动摩擦系数 f_1	滑动摩擦系数 f_2	摩擦角 $\alpha, \beta, \varphi_1, \varphi_2 / (^\circ)$	摩擦角 $\gamma / (^\circ)$	实际增力系数 i_p
0.001	0.10	0.057 3	5.710 6	18.38
0.002	0.11	0.114 6	6.277 3	17.72
0.003	0.12	0.171 9	6.842 8	17.11

3.3 回程不自锁条件下,机构最大增力系数

回程不自锁条件: $\theta \geq \alpha + \beta$ 。

无润滑状态下,本研究结合3.2节中无润滑条件下相关参数,由式(9,13)可分别计算得到最大实际增力系数 $\max(i_p)$ 及最小楔形角 θ ,相关参数如表4所示。

表4 回程不自锁条件下不考虑润滑状态的相关参数

滚动摩擦系数 f_1	滑动摩擦系数 f_2	摩擦角 $\alpha, \beta, \varphi_1, \varphi_2$ / (°)	摩擦角 γ / (°)	最小楔形角 θ / (°)	最大实际增力系数 $\max(i_p)$
0.02	0.15	1.145 8	8.530 8	2.291 5	12.43
0.03	0.15	1.718 4	8.530 8	3.436 7	8.25
0.04	0.15	2.290 6	8.530 8	4.581 2	6.15

润滑状态下,本研究结合3.2节中有润滑条件下相关参数,由式(9,13)可分别计算得到最大实际增力系数 $\max(i_p)$ 及最小楔形角 θ ,相关参数如表5所示。

表5 回程不自锁条件下考虑润滑的相关参数

滚动摩擦系数 f_1	滑动摩擦系数 f_2	摩擦角 $\alpha, \beta, \varphi_1, \varphi_2$ / (°)	摩擦角 γ / (°)	最小楔形角 θ / (°)	最大实际增力系数 $\max(i_p)$
0.001	0.1	0.057 3	5.710 6	0.114 6	249.97
0.002	0.11	0.114 6	6.277 3	0.229 2	124.97
0.003	0.12	0.171 9	6.842 8	0.343 8	83.30

4 各个参数对输出参数的影响

4.1 楔形角对增力比的影响

本研究分别在理论条件下、有润滑条件下和无润滑条件下,绘制楔形角-增力比的Matlab曲线,曲线如图5所示。

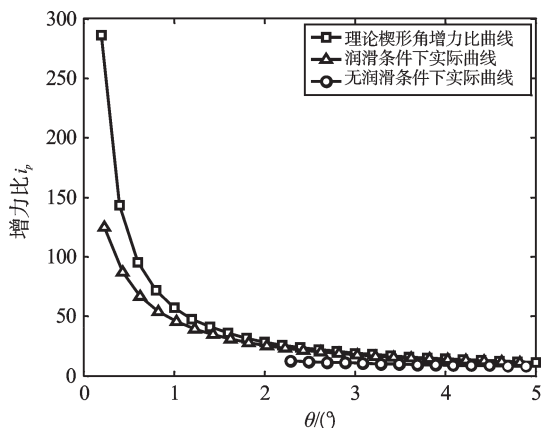


图5 楔形角-增力比曲线图

由图5可知,在实际的工作情况中,楔形角在3°以内的小角度变化且满足回程不自锁条件时,有润滑的条件下,随着楔形角的增大,增力比会迅速减小,而无润滑时则变化平缓。楔形角在3°~5°变化时,随着

楔形角的增大,增力比均会减小,但减小幅度较小,且有润滑时的增力比均要高于无润滑时的增力比。因此,在楔形角一定时,为了提高增力比,必须让钳制器保持良好的润滑状态。同时这一曲线图也为设计出合理的楔形角提供了依据。

4.2 摩擦系数对增力比的影响

滑动摩擦主要来自于制动块与本体之间的摩擦,滚动摩擦主要来自于两个滚柱接触部位的摩擦。这两个摩擦因素对增力比的影响如图6所示。随着滚动摩擦系数的增大,增力比会较快地减小;随着滑动摩擦系数的增大,增力比会非常缓慢地减小。

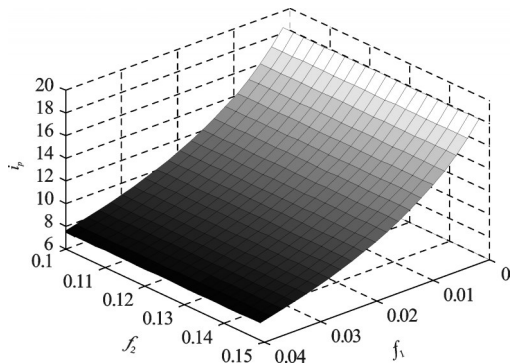


图6 摩擦系数-增力比曲面图

4.2.1 无润滑摩擦系数对增力比的影响

无润滑条件下,滚动摩擦系数 $f_1=0.02\sim0.04$, 滑动摩擦系数 $f_2=0.15$, 由图6可知,当滚动摩擦系数增大时,增力比也随之迅速下降。该条件下的滚动摩擦系数成为降低增力比的主要因素。为了提高增力比,必须改善制动块与本体接触部位的润滑状况,采用滚动摩擦系数小的材料和减小滚柱接触部位的粗糙度。

4.2.2 有润滑摩擦系数对增力比的影响

有润滑条件下,滚动摩擦系数 $f_1=0.001\sim0.003$, 滑动摩擦系数 $f_2=0.1\sim0.12$ 。由图6可知,在润滑条件下,滑动摩擦系数对增力比影响将很小,而滚动摩擦系数对增力比的影响效果显著,随着滚动摩擦系数的增大,增力比会比较显著地减小。

5 实验及结果分析

为了验证实际条件下增力比的大小,本研究搭建的实验平台如图7所示。通过气管给钳制器通上压缩空气后,钳制器动作夹紧导轨;通过压力加载头向串联钳制器和滑块的滑台加载,让钳制器沿滑块运行方向承受载荷。由力传感器测出加载力,由位移传感器测出钳制器的位移。由此可以得出钳制器的输入力和输出力的关系。实验过程中给钳制器通入的气体

压强为 0.6 MPa, 活塞直径为 30 mm, 楔形块的楔形角为 3° 。加载力与钳制器的保持力 R 平衡, 当加载力超过最大保持力时, 钳制器发生较大位移, 输出保持力曲线图如图 8 所示。

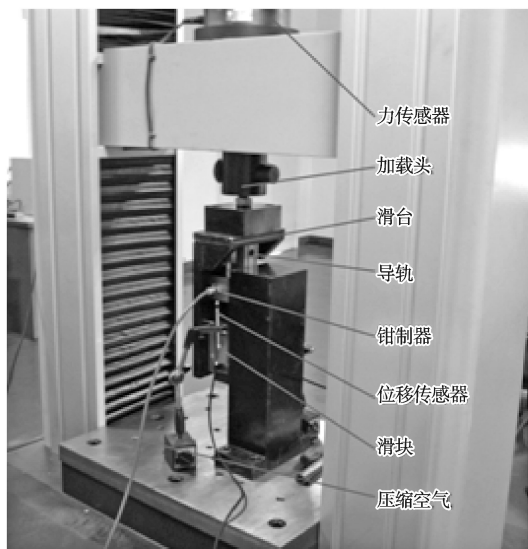


图7 实验平台

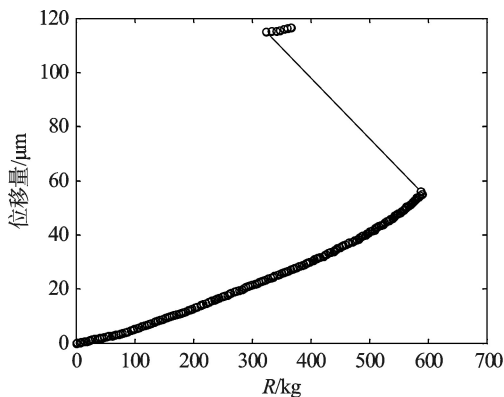


图8 输出保持力曲线图

从图 8 可以看出, 本研究可以得出最大保持力 $R = 589.5 \text{ kg}$ 。压缩空气产生的输入力 $F = 43.3 \text{ kg}$, 润滑条件下的实际增力系数: $i_{op} = R/(2\mu F) = 17.92$ 。由表 3 可知, 实际增力系数在 17.11~18.38 之间, 验证了相关力学分析的正确性。

6 结束语

本研究对钳制器进行了受力分析, 得出了理论和

实际的输出力及增力比的计算公式, 摩擦力将极大地影响增力机构的性能。分别在理论情况下及无润滑和有润滑条件下, 得到了理论增力系数和实际增力系数; 通过回程运动受力分析得出机构不自锁的条件, 得到了最大增力系数。

分析结果表明, 楔形角的大小是影响增力比的最主要参数。楔形角在 3° 以内变化时, 在润滑条件下, 楔形角增大时, 增力比迅速减小; 在无润滑条件下, 楔形角增大时, 增力比缓慢减小。同时摩擦系数对增力比也有较大影响。随着滚动摩擦系数的增大, 增力比会比较显著的减小; 滑动摩擦系数对增力比的影响较小。为了得到较大的增力比, 可以在满足不自锁和楔形块行程的条件下, 减小楔形块的楔形角和改善机构内部的润滑效果。试验结果验证了力学分析的正确性, 为以后设计较大增力系数的新型气动式滚柱直线导轨副钳制器提供了理论依据。

参考文献(References):

- [1] NBK 公司. LinearClamper-Zee 导轨库浪霸[Z]. 上海联系事务所, 2009.
- [2] 杨家军, 刘伟方, 孙健利, 等. 滚柱直线导轨副钳制器的研究及仿真[J]. 金属加工(冷加工), 2011(1): 45-47.
- [3] 王 轩, 杨家军, 刘文威. 液压钳制器的螺栓力学分析[J]. 湖北工业大学学报, 2014(1): 84-86.
- [4] 龙云梅, 林秋逢, 曾 竞, 等. 一种汽车盘式电磁制动器的研制[J]. 机电工程, 2013, 30(1): 39-42.
- [5] 苏东宁, 钟康民, 孙 蓓. 一种斜楔增力液压夹具的力学计算[J]. 山东农机, 2003(9): 9-11.
- [6] 鹿 霖, 钱志良. 二次正交斜楔-钢球增力液压夹具[J]. 液压与气动, 2005(6): 66-67.
- [7] 申在福, 贾军朋, 钟康民. 基于无杆活塞气压缸与杠杆-双面斜楔力放大机构的高效夹具的设计[J]. 机床与液压, 2010(22): 31-32.
- [8] 王明娣, 钟康民. 钢球-双锥面二次增力气动夹具[J]. 机械科学与技术, 2003(S2): 107-108.
- [9] 王明娣, 钟康民. 基于钢球-双锥面增力的偏心驱动压紧装置[J]. 机械设计, 2004(6): 49-50.
- [10] 林和德. 一种新型实用的双斜楔面-圆柱滚子二次增力机构[J]. 漳州师范学院学报: 自然科学版, 2006(3): 49-52.
- [11] 成大先. 机械设计手册单行本常用设计资料[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.

[编辑: 张 豪]

本文引用格式:

刘文威, 杨家军, 沈婧芳, 等. 新型气动式滚柱直线导轨副钳制器的力学分析[J]. 机电工程, 2014, 31(12): 1578-1582.

LIU Wen-wei, YANG Jia-jun, SHEN Jing-fang, et al. Mechanical analysis of a new type of pneumatic clamping elements for roller guide[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(12): 1578-1582.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>