

管道机器人行走装置运动性能稳定性研究

罗继曼,郭松涛,印 辉,刘泽明

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘 要 目的 为疏通城市排污管道,对清淤机器人行走装置的变径弹簧系统进行研究,保证其清淤作业和运行的稳定性.方法 对清淤机器人进行力学建模与仿真,建立行走机构在不同姿态下的静力学数学模型,运用 MATLAB 仿真软件研究弹簧刚度的可行区域;基于 ADAMS 软件研究动力学稳定性问题,并搭建稳定性实验平台进行验证.结果 通过运动仿真获得了弹簧刚度系数的可行区域;通过动力学分析,获得了行走机构的径向摩擦力和轴向摩擦力大小;通过实验验证了弹簧刚度可行区域和仿真结果的正确性.结论 在满足选取弹簧刚度系数可行区域情况下,径向摩擦力产生的总力矩大于电机的驱动力矩,不会产生侧滑现象;轴向摩擦力大于行走机构所能承受的最大负载,可以实现管道机器人的行走清淤作业要求,动态性能稳定.

关键词 管道清淤机器人;动力特性;稳定性;仿真分析

中图分类号 TH113.2

文献标志码 A

Performance Stability of Pipeline Robot Walking Device

LUO Jiman, GUO Songtao, YIN Hui, LIU Zeming

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: In order to dredge the city's sewage pipeline, the variable-diameter spring system of the dredging robot's walking device is studied to ensure the stability of dredging operation. The static mathematical model of different attitude walking mechanisms was established for the dredging robot. The feasible region of spring stiffness is studied by MATLAB simulation software. Based on ADAMS software, the dynamic stability test is constructed. A feasible area of the spring coefficient is obtained by motion simulation. Through the kinetic analysis, the radial friction and axial friction of the operating mechanism are obtained. The correctness of the feasible region of spring stiffness are verified by experiments. In the case of a feasible region satisfying the spring stiffness coefficient, when the total torque generated by the radial friction force is greater than the driving torque of the motor, and no side slip phenomenon occurs; the axial friction force is greater than the maximum load that the traveling mechanism can withstand, and it can be realized stability requirements of dredging operation for the dredging robot.

收稿日期:2019-05-16

基金项目:国家自然科学基金项目(51575365);辽宁省自然科学基金项目(201602620)

作者简介:罗继曼(1966—),女,教授,博士,主要从事机器人设计和工程机械等方面研究.

Key words: dredging robot; dynamic characteristics; stability; simulation analysis

随着现代化进程的不断展开,城市和工厂的各个角落安装了大量的管道,因此排水管道清淤问题迫切需要解决,排水管道清淤机器人应运而生^[1-6]. 目前对管道机器人的研究已经成为热点,其中,机器人运动的稳定性是决定其工作性能的关键,很多专家学者对此展开深入的研究^[7-10]. 陈潇等^[11]设计了一种自适应支撑式管道检测机器人,研究其在无障碍弯管与环形台阶障碍管环境下的管道通过性;对管内运动进行几何约束分析、速度协调分析和动力学分析,对机器人在弯管和环形台阶处的通过性进行仿真研究;最后,搭建机器人管道通过性试验平台并进行实验验证. 费振佳等^[12]设计的履带式管道机器人能适应管径在 200 ~ 300 mm 内变化的不同管道,运用 ADAMS 仿真分析软件对该机器人进行动力学仿真分析,得出在不同姿态角、倾斜度和管径的影响下,主动适应装置的螺旋机构轴向驱动力变化情况. 徐从起等^[13]提出一种新型蠕动式微小管道机器人设计方案,利用该模型对机器人在直管运动的稳定性情况进行仿真,通过虚拟样机仿真和试验验证理论分析的正确性及结构改进的合理性. 基于上述研究,为了保证已设计新型管道清淤机器人能够更好地进行清淤工作,笔者重点研究管道机器人运动稳定性问题,对清淤机器人进行力学建模与仿真,建立行走机构在不同姿态下的静力学数学模型,运用 MATLAB 仿真软件研究弹簧刚度的可行区域,基于 ADAMS 软件研究动力学稳定性问题. 研究表明:在选取满足弹簧刚度系数可行区域情况下,可以实现行走清淤作业要求,且动态性能稳定.

1 管道清淤机器人整机组成及工作原理

1.1 管道清淤机器人整机组成

管道清淤机器人由行走部分、清淤部分

和步进部分组成,如图 1 所示. 清淤部分通过旋转运动进行清淤作业;行走部分和步进部分为清淤装置提供前进动力,行走部分拥有三组驱动小车,每组驱动小车单元都具有独立的驱动能力.

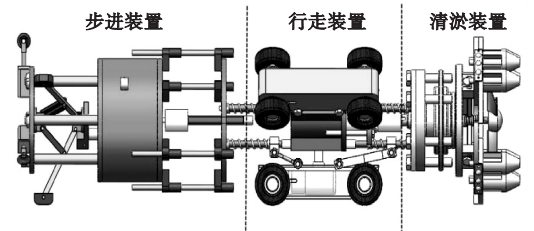


图 1 虚拟模型图

Fig. 1 Virtual model diagram

1.2 管道清淤机器人工作原理

行走装置工作原理:行走装置带动整机沿着管道轴线方向平动,装置由三个独立的驱动小车支撑在管道内壁上,每个驱动小车通过主支撑杆和主弹簧组成的自适应变径机构与基体连接,可实现管道径向的变径功能,变径机构示意图及模型图如图 2、图 3 所示;当管径发生变化时,通过安装在机架上的弹簧的压缩量变化,进而改变三个驱动小车的位置,实现变径功能.

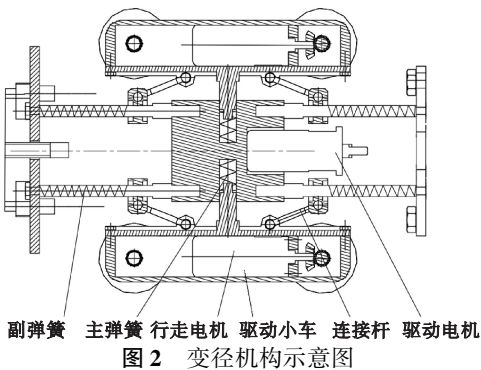


Fig. 2 Schematic diagram of the variable diameter mechanism

步进装置工作原理:当整机前端负载过大时,通过安装的力传感器反馈启动步进装置,电动推杆驱动卡爪张开,夹紧管壁. 滚珠丝杠启动,提供向前推力推动行走装置前进.

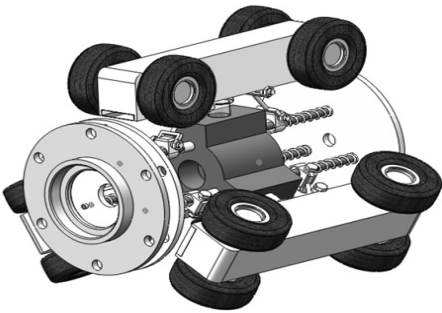


图3 变径机构模型图

Fig.3 Model of the variable diameter mechanism

清淤装置工作原理:清淤盘在主轴电机

表1 工况和性能参数

Table 1 Working conditions and performance parameters

尺寸参数			运动参数			环境状况		
适用管 径/mm	清淤盘 半径/mm	行走机构 变径范围/mm	一次工作 行程/m	移动速度/ (m·s ⁻¹)	清淤搅拌 转速/(r·min ⁻¹)	污泥密度/ (g·cm ⁻³)	污泥含 水率/%	流速/ (m·s ⁻¹)
400~500	250	0~50	30~50	0~2.5	20~100	1.1~2.5	90~98	0.6~2.5

2 行走装置静力学分析

行走机构发生轴向运动时,力的综合作用会使机构的运动状态发生变化.驱动小车与管道内壁会产生轴向摩擦力和径向摩擦力,其中轴向摩擦力提供前进动力,径向摩擦力提供周向力.二者都与沿接触方向的正压力有关,而正压力又受变径机构的弹簧力和机体重力的影响.为了保证行走机构既能轴向运动,又能不发生侧滑,需满足两个条件:①各轮产生的径向摩擦力的合力矩大于等于清淤装置施加的总力矩;②各轮产生的轴向摩擦力的合力大于等于行走装置轴向总负载.

2.1 建立行走机构力学模型

行走装置有3组驱动小车,每组小车有4个驱动轮.在清淤装置进行旋转刮削和搅拌工作时,行走装置的3组驱动小车驱动产生的径向静摩擦力矩会和清淤装置的转矩保持受力平衡状态,如图4所示.

图4中: F_{yi} 为三组车轮的径向摩擦力; M 为清淤装置施加的力矩; θ 为车轮与x轴之

作用下旋转,在行走装置推动下沿管道内壁进行清淤工作.该清淤装置采取刮削—搅拌—过滤—推进—自流冲刷的清淤方式.在此清淤过程中,刮刀将管壁上的附着物刮掉,并将污泥搅拌;而后再在水流的作用下进行冲刷.

1.3 管道清淤机器人实际工况参数

通过对管内的淤积物来源、淤积物材质、淤积物的特性等因素综合考虑,通过张严之等^[14]研究淤泥黏度与搅拌转速关系确定了清淤搅拌的转速,其整机工况参数以及工作能力参数如表1所示.

间的夹角; G 为基架的重力.

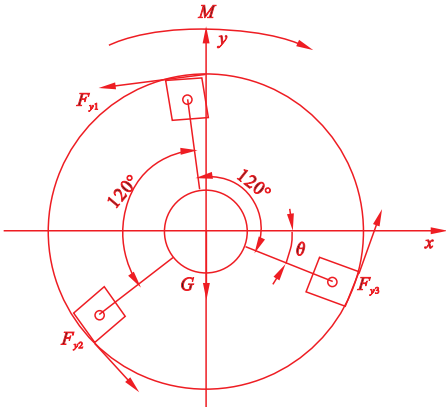


图4 径向受力平衡示意图

Fig.4 Schematic diagram of radial force balance

为保证不发生侧滑,各轮产生的径向摩擦力的合力矩大于等于清淤装置施加的总力矩,则有:

∑_{i=1}³ F_{yi} · R = μ₀ · R · ∑_{i=1}³ N_i ≥ M. (1)

式中: F_{yi} 为三组车轮的径向摩擦力; R 为行走机构半径; μ_0 为驱动小车与管道之间的静摩擦因数; N_i 为三组车轮的正压力.

为保证机器人作轴向运动,各轮产生的轴向摩擦力的合力大于等于行走装置轴向总

负载,则:

$$\sum_{i=1}^3 F_{xi} = \mu \cdot \sum_{i=1}^3 N_i \geqslant F_{\text{轴}}.$$

(2)

式中: F_{xi} 为三组车轮的轴向摩擦力; μ 为驱动小车与管道之间的滚动摩擦因数; N_i 为三组车轮的正压力; $F_{\text{轴}}$ 为行走装置轴向负载.

三组驱动小车采用相同的型号,故三组小车的弹簧力相同.当行走机构放置于不同的姿态时,其车轮与内壁之间的总正压力因重力的分力变化而不同,而重力分力正负会随着 θ 的变化而变化,故 θ 应该分情况讨论.

$$\sum_{i=1}^3 N_i = 3F_K + iG\sin\theta + jG\sin(\theta + 120^\circ) + nG\sin(\theta + 240^\circ).$$

(3)

- 当 $\theta = 0^\circ$ 时, $i = 0, j = 1, n = 0$;
- 当 $0^\circ < \theta < 60^\circ$ 时, $i = \frac{1}{2}, j = \frac{1}{2}, n = 0$;
- 当 $60^\circ \leqslant \theta \leqslant 120^\circ$ 时, $i = 1, j = 0, n = 0$;
- 当 $120 < \theta < 180^\circ$ 时, $i = \frac{1}{2}, j = 0, n = \frac{1}{2}$;
- 当 $\theta = 180^\circ$ 时, $i = 0, j = 0, n = 1$.

式中: F_K 为某一组车轮上的弹簧力; G 为基架的重力.

2.2 建立行走机构两个极限姿态下的力学模型

当行走机构放置于不同的姿态时,其车轮与内壁之间的总正压力因重力的分力变化而不同,以下是总压力最大和最小的两种姿态,如图5、图6所示.

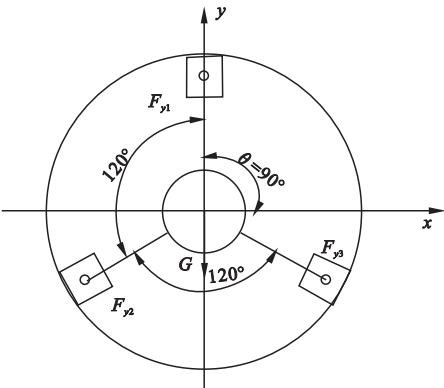


图5 总压力最小时的姿态

Fig. 5 Gesture at the lowest total pressure

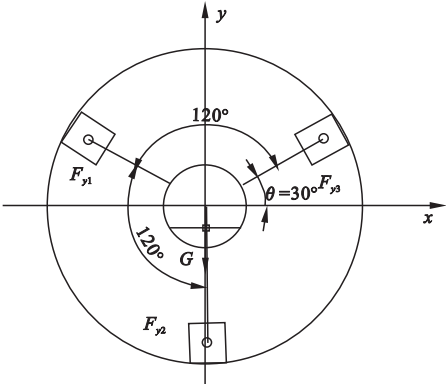


图6 总压力最大时的姿态

Fig. 6 Gesture at the maximum total pressure

驱动小车的总正压力由车轮上的弹簧力和重力的合力所提供,研究这两个极限姿态下的正压力,对之后弹簧的选取提供一定的依据.

如图5所示,当行走装置处于此姿态,此时 $\theta = 150^\circ$,代入式(3),重力的分量对行走装置正压力影响最小,获得最小正压力 N_{\min} .

$$N_{\min} = 3F_K + \frac{1}{2}G.$$

(4)

如图6所示,当行走装置处于此姿态,此时 $\theta = 90^\circ$,代入式(3),重力的分量对行走装置正压力影响最大,获得最大正压力 N_{\max} .

$$N_{\max} = 3F_K + G.$$

(5)

由式(3)可知行走机构所处姿态不同,则驱动小车正压力大小不同,当正压力大小相同时,为了研究弹簧刚度范围的最小值和每组驱动小车的最小弹簧力,应在总压力最大姿态下考虑正压力的大小.由式(1)各轮不发生侧滑的条件可得 $\sum_{i=1}^3 N_i \geqslant \frac{M}{\mu_0 R}$,已知电机的额定转矩为 $30 \text{ N}\cdot\text{m}$,清淤盘的半径为 250 mm ,求得此时行走装置的正压力为 150 N ,带入式(5)可得在每组驱动小车弹簧力大小 $F_K = 47 \text{ N}$.

3 弹簧刚度范围的选取

3.1 变径弹簧系统力学模型的建立

当取一个驱动小车为研究对象时,每个

驱动小车受到两组弹簧力,一是弹簧小车和机架所提供的主弹簧力,其刚度系数为 k_1 ;二是其他部件和车盖盖板通过连接架对小车所提供的副弹簧力,其刚度系数为 k_2 . 通过研究主弹簧和副弹簧的受力情况,进而求得 k_1 、 k_2 的取值范围. 小车所受弹簧力模型图如图 7 所示,受弹簧力示意图如图 8 所示.

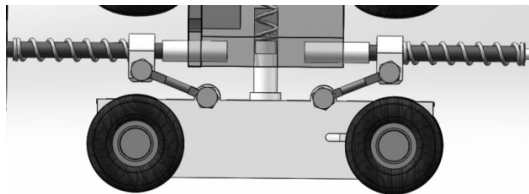


图 7 小车所受弹簧力模型图

Fig. 7 Model of the spring force of the car

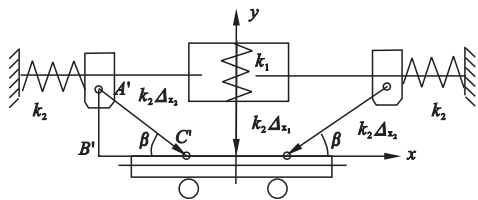


图 8 小车变径机构受弹簧力示意图

Fig. 8 Schematic diagram for the spring force of the car reducer mechanism

取某一组小车进行受力分析,小车沿 x 方向的弹簧力相互抵消,故不予考虑;则每组驱动小车沿 y 方向的总弹簧力 F_K :

$$F_K = k_1 \Delta_{x_1} + 2k_2 \Delta_{x_2} \tan \beta.$$

(6)

式中: Δ_{x_1} 、 Δ_{x_2} 为主、副弹簧压缩量; β 为连接架和车盖盖板的夹角, $0^\circ < \beta < 90^\circ$.

为了研究 Δ_{x_1} 、 Δ_{x_2} 之间的关系,将小车在未受弹簧力简图(ΔABC)和已受弹簧力简图($\Delta A'B'C'$)位置关系进行对比,如图 9 所示. 其中, L 为连接架和车盖盖板的杆长,是不变化的常量; α 、 β 分别为两位置连杆 AC 与车盖板的夹角;其中 α 由结构尺寸而定、 $0^\circ < \beta < 90^\circ$; a 、 a' 分别为两位置连杆 AC 的水平长度,其中 $a = L \cos \alpha$ 、 $a' = L \cos \beta$; h 、 h' 分别为两位置连杆 AC 的竖直长度,其中 $h = L \sin \alpha$ 、 $h' = L \sin \beta$; Δ_{x_1} 、 Δ_{x_2} 分别为两位置垂直

压缩量和水平压缩量,其中 $\Delta_{x_1} = h - L \sin \beta$ 、 $\Delta_{x_2} = L \cos \beta - a$.

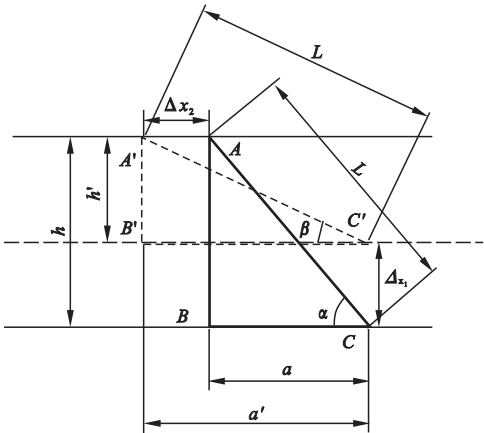


图 9 两种状态下的几何关系图

Fig. 9 Geometric relationship diagram in two states of the car reducer mechanism

由图 9 中三角关系可得总弹簧力 F_K :

$$F_K = k_1 (h - L \sin \beta) + 2k_2 (L \cos \beta - a) \tan \beta.$$

(7)

参考实际,驱动小车变径系统具体参数如表 2 所示.

表 2 变径系统实际参数

Table 2 Actual parameters of the variable diameter system

L/mm	$\alpha/(\text{ }^\circ)$	a/mm	h/mm
120	22	111	45

通过计算可得 Δ_{x_1} 为行走机构最大变径范围的一半,故 Δ_{x_1} 取值范围为 $0 < \Delta_{x_1} < 25 \text{ mm}$.

由图 9 可知 Δ_{x_2} 为 L 和 a 之差,则 Δ_{x_2} 取值范围为: $0 < \Delta_{x_2} < 9 \text{ mm}$.

前文已知 $\Delta_{x_1} = h - L \sin \beta$ 、 $\Delta_{x_2} = L \cos \beta - a$,通过计算可得 β 的取值范围为: $11^\circ < \beta < 22^\circ$.

3.2 研究刚度系数 k_1 和 k_2

通过 3.1 节已求知主副弹簧的受力情况,由式(7)可知弹簧刚度系统 F_K 有影响,当 F_K 一定时,可对 k_1 、 k_2 的取值范围进行研究. 首先对 k_1 、 k_2 边界值进行研究,在此基础上研究两者互相影响下 k_1 、 k_2 的可行域范围.

3.2.1 k_1 、 k_2 的边界值

令式(7)中 k_1 、 k_2 分别等于 0, 得到 k_1 、 k_2 和 β 关系曲线图分别如图 10、图 11 所示。

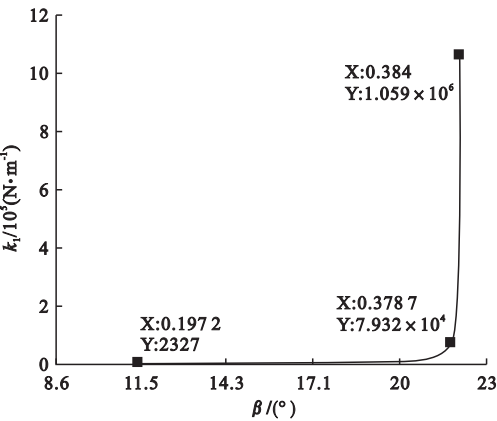


图 10 k_1 和 β 关系曲线图

Fig. 10 k_1 and β relationship graph

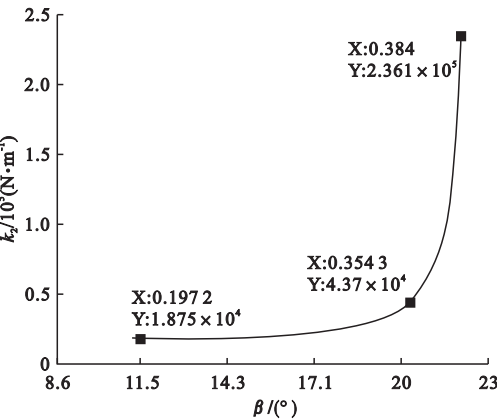


图 11 k_2 和 β 关系曲线图

Fig. 11 k_2 and β relationship graph

分析结果表明:

(1) 当 $11^\circ < \beta < 20^\circ$ 时, k_1 、 k_2 的大小波动变化不大, 且在 0 的上方稳步上升; 在 $\beta = 11.1^\circ$ 时, k_1 、 k_2 分别取得有效范围内的最小值, 此时 $k_1 = 2.3 \times 10^3 \text{ N/m}$, $k_2 = 1.88 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。

(2) 当 $20^\circ < \beta < 22^\circ$, k_1 、 k_2 的值开始增加, 在接近 22° 时斜率发生突变, 此时刚度系数变化过大, 故不予考虑; 在 $\beta = 20^\circ$ 时, k_1 、 k_2 分别取得有效范围内的最大值, 此时 $k_1 = 7.9 \times 10^4 \text{ N/m}$, $k_2 = 4.37 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。

综上所述, k_1 的边界值为 $2.3 \times 10^3 \text{ N/m} \leq$

$k_1 \leq 7.9 \times 10^4 \text{ N/m}$, k_2 的边界值为 $2.3 \times 10^3 \text{ N/m} \leq k_2 \leq 4.37 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。

3.2.2 k_1 、 k_2 相互影响下的可行域范围

由式(7)得到 k_1 、 k_2 和 β 关系曲线如图 12 所示, 当 $\beta = 15^\circ$ 时 k_1 、 k_2 关系曲线如图 13 所示。

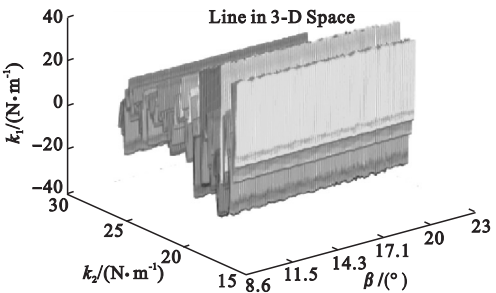


图 12 k_1 、 k_2 和 β 关系曲线图

Fig. 12 k_1 、 k_2 and β relationship graph

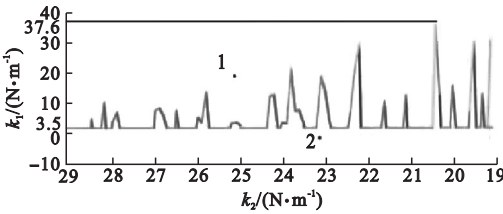


图 13 k_1 、 k_2 关系曲线图

Fig. 13 k_1 、 k_2 relationship graph

由图 13 可得, 曲线上方区域表示为可行区域, 曲线下方的区域表示为不可行区域。

4 行走装置工作稳定性分析

为了验证弹簧刚度可行范围的正确性以及行走装置的工作稳定性, 从两方面分析, 一是不同刚度下侧滑现象的研究, 二是适当刚度下工作能力研究^[15-19]。

4.1 不同刚度下侧滑现象的研究

在图 13 中, 在可行和不可行区域分别任取点 1 和点 2, 点 1 刚度系数取值为 $k_1 = 2.0 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、 $k_2 = 2.5 \times 10^4 \text{ N/m}$, 点 2 刚度系数取值为 $k_1 = 1.1 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、 $k_2 = 2.3 \times 10^4 \text{ N/m}$ 。将两点的 k_1 、 k_2 值分别带入 ADAMS 进行仿真, 分别调取驱动小车车轮轮心的运动曲线与其径向摩擦力曲线, 约束施加如图 14 所示。其中, Z 轴方向为车轮轮

心轴向移动的方向, X 、 Y 方向为车轮轮心径向移动的方向。

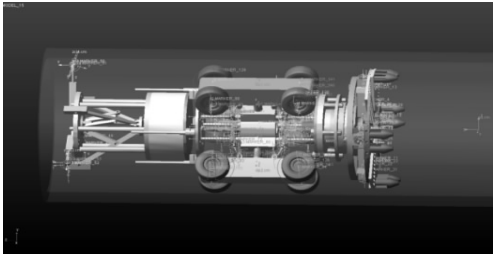


图 14 约束施加图

Fig. 14 Constraint application diagram

在可行域和不可行域分别取点 1、2 时,一组驱动小车车轮轮心在管道的时间位移曲线如图 15、16 所示。

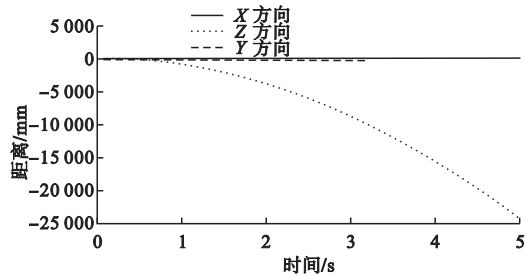


图 15 刚度系数为点 1 时轮心的运动曲线

Fig. 15 The motion curve of the wheel center when the stiffness coefficient is point 1

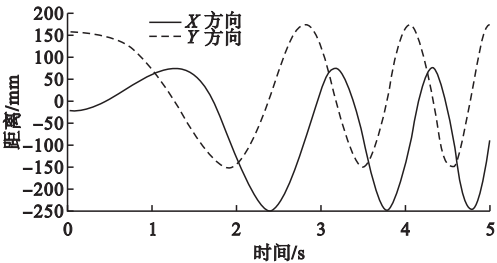


图 16 刚度系数为点 2 时轮心的运动曲线

Fig. 16 The motion curve of the wheel center when the stiffness coefficient is point 2

图 15 中,车轮轮心沿 X 轴和 Y 轴的位移一直处于 0 处,此时驱动小车没有径向移动;图 16 中,轮心在 X 轴和 Y 轴方向变化明显,此时驱动小车有径向移动。故取点 1 时行走装置不会发生侧滑现象,取点 2 时发生侧滑现象。

在可行域和不可行域分别取点 1、2 时,

一组驱动小车车轮轮心与管道径向摩擦力曲线分别如图 17、18 所示。

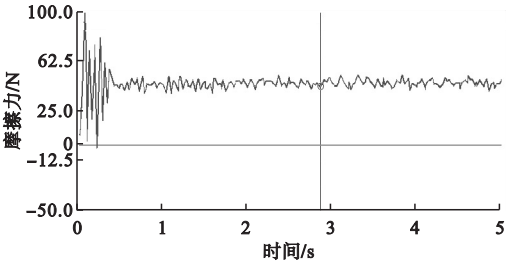


图 17 刚度系数为点 1 时摩擦力曲线图

Fig. 17 Friction curve when the stiffness coefficient is point 1

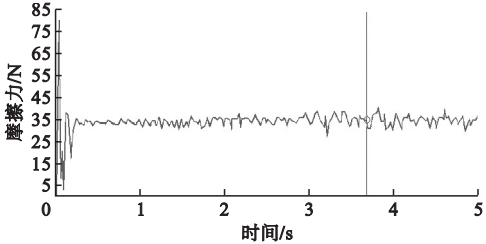


图 18 刚度系数为点 2 时摩擦力曲线图

Fig. 18 Friction curve when the stiffness coefficient is point 2

由图 17 可得,点 1 时径向摩擦力在 0.2 s 之后曲线趋于平稳,平均值为 45 N,则三组驱动小车的径向摩擦力为 $45 \times 3 = 135$ N,大于电机所能提供的驱动力。由图 18 可得,取点 2 时径向摩擦力的平均值 34 N,则三组小车的径向摩擦力 102 N,小于电机所能提供的驱动力。故取点 1 时行走装置不会发生侧滑现象,取点 2 时发生侧滑现象。

4.2 适当刚度下工作能力验证

由上述结论可知,取点 1 的弹簧刚度不会发生侧滑;在此基础上进一步研究小车轴向摩擦力能否大于轴向总负载。得到一组驱动小车车轮与管道的轴向摩擦力图如图 19 所示。

由图 19 可得,轴向摩擦力平均值为 486 N,则三组小车的轴向摩擦力为 1 458 N,已知行走机构的负载阻力为 600 N,所以此时行走装置所能提供的轴向摩擦力大于电机所能提供的驱动力,故行走机构能轴向运动。

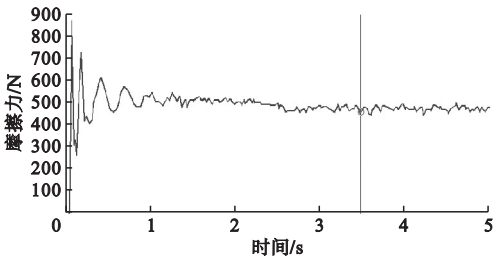


图 19 轴向摩擦力曲线图

Fig. 19 Axial friction curve

5 行走装置的性能试验

将选用亚克力直管,在有负载的情况下将机器人以正压力最大的姿态放入管中,选取满足可行刚度范围之内的弹簧,主副弹簧的刚度系数分别为 $k_1 = 2.0 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、 $k_2 = 2.5 \times 10^4 \text{ N/m}$,清淤盘分别在 20 r/min、60 r/min、100 r/min 转速下在管道内前进,通过管道上黑线的位移变化来判断机器人在管道中的姿态变化,验证行走装置的管道通过性能.行走装置在管道各个位置分别如图 20 ~ 图 22 所示.

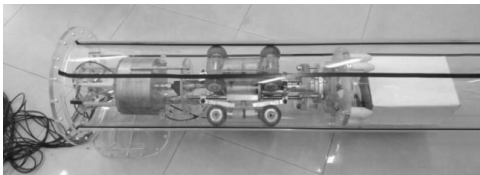


图 20 处于管头阶段

Fig. 20 In the tube head stage

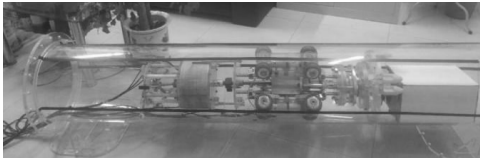


图 21 处于管中阶段

Fig. 21 In the tube stage



图 22 处于管尾位置

Fig. 22 At the end of the tube

对比图 20、图 21 和图 22 可知:整机在清淤盘处于不同转速时在管道内前进,从起始位置到终止位置,小车轮胎相对管道表面的黑线未发生相对位移,说明整机在管道中的姿态并无变化,验证了机器人的稳定性要求.

6 结 论

(1)通过对行走装置驱动小车的仿真模型求得每组驱动小车两组弹簧刚度的可行区域和不可行区域.

(2)在刚度可行范围内,通过调取驱动小车车轮轮心在管道内的运动曲线和径向摩擦力曲线及实验仿真,验证各轮产生的径向摩擦力的合力矩大于等于清淤装置施加的总力矩,保证行走机构不发生侧滑.

(3)在刚度可行范围内,通过调取驱动小车车轮轮心在管道内的轴向摩擦力曲线及实验仿真,验证各轮产生的轴向摩擦力的合力大于等于行走装置轴向总负载,保证行走机构具有一定的轴向负载能力.

参考文献

[1] 王殿君,李润平,黄光明.管道机器人的研究进展[J].机床与液压,2008,36(4):185 - 187.
(WANG Dianjun, LI Runping, HUANG Guangming. Progresses in study of pipeline robot[J]. Machine tool & hydraulics, 2008, 36 (4): 185 - 187.)
[2] 文碧岚,李树平,沈继龙,等.排水管道淤积状况模拟分析[J].给水排水,2015,51(7):151 - 157.
(WEN Bilan, LI Shuping, SHEN Jilong, et al. Modelling of sewer sedimentation accumulating [J]. Water & wastewater engineering, 2015, 51 (7): 151 - 157.)
[3] 沈体强.城市排水管道清淤机器人研究综述[J].山东工业技术,2016(20):289.
(SHEN Tiqiang. Summary of research on dredging robots in urban drainage pipelines [J]. Shandong industrial technology, 2016 (20): 289.)
[4] 李成群,马利平,路春光,等.牵引式排水管道清淤机器人的研究[J].制造业自动化,2014(21):57 - 60.
(LI Chengqun, MA Liping, LU Chunguang, et al. The research on traction sewer dredging robot [J]. Manufacturing automation, 2014

- (21):57-60.)
- [5] 陈伶, 闫宏伟, 范倩倩, 等. 六轮支撑式管道机器人弯管通过性仿真分析[J]. 河北农机, 2016(2):34-35.
(CHEN Ling, YAN Hongwei, FAN Qianqian, et al. Passive simulation analysis of six-wheeled pipeline robot bending pipe[J]. Hebei farm machinery, 2016(2):34-35.)
 - [6] 郭瑞杰, 李杰, 王忠, 等. 一种管道机器人爬行机构的工作原理[J]. 机械设计, 2012, 29(11):26-30.
(GUO Ruijie, LI Jie, WANG Zhong, et al. Mechanism design of pipeline crawled robots[J]. Journal of mechanical design, 2012, 29(11):26-30.)
 - [7] 徐从启, 解旭辉, 戴一帆, 等. 新型蠕动式微型管道机器人的牵引力及爬坡能力研究[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(7):971-975.
(XU Congqi, XIE Xuhui, DAI Yifan, et al. Traction force and climbing capacity of a novel creeping micro in-pipe robot[J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering, 2009, 28(7):971-975.)
 - [8] 曹建树, 徐宝东, 鲁军, 等. 蠕动式污水管道清淤机器人[J]. 机床与液压, 2014, 42(21):50-53.
(CAO Jianshu, XU Baodong, LU Jun, et al. Sewer cleaning inspection robot based on peristaltic walking[J]. Machine tool & hydraulics, 2014, 42(21):50-53.)
 - [9] 嵇鹏程, 韩红波, 计玉根, 等. 新型排水管道清淤机器人的结构设计与分析[J]. 江苏水利, 2014(7):13-16.
(JI Pengcheng, HAN Hongbo, JI Yugen, et al. Design and analysis of structures of a new type of cleaning robot for drainage pipes[J]. Jiangsu water resources, 2014(7):13-16.)
 - [10] 赵笑春, 毕凤荣. 悬挂式弹簧系统振动动力学特性研究[J]. 机械设计, 2015, 32(1):43-46.
(ZHAO Xiaochun, BI Fengrong. Research on dynamical characteristics of vibration in suspension spring system[J]. Journal of machinery design, 2015, 32(1):43-46.)
 - [11] 陈潇, 吴志鹏, 何思宇, 等. 自适应支撑式管道检测机器人的通过性设计[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(12):2953-2962.
(CHEN Xiao, WU Zhipeng, HE Siyu, et al. Passing property design of adaptive support pipeline detection robot[J]. Journal of central south university (natural science edition), 2018, 49(12):2953-2962.)
 - [12] 费振佳, 张继忠, 张磊, 等. 履带式管道机器人设计及仿真研究[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2016, 31(2):37-42.
(FEI Zhenjia, ZHANG Jizhong, ZHANG Lei, et al. Design and simulation research of crawler type pipeline robot[J]. Journal of Qingdao university (engineering & technology edition), 2016, 31(2):37-42.)
 - [13] 徐从启, 解旭辉, 戴一帆. 摩擦接触约束下的微小管道机器人管内运动稳定性分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(15):36-44.
(XU Congqi, XIE Xuhui, DAI Yifan. Motion stability analysis of micro in-pipe robot with frictional contacts[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2010, 46(15):36-44.)
 - [14] 张严之, 王卉, 张翼, 等. 高含固污泥中影响因素对流变特性的影响[J]. 环境工程学报, 2016, 10(12):7255-7259.
(ZHANG Yanzhi, WANG Hui, ZHANG Yi, et al. Effects of influence factors of high-solids sludge on rheological characteristics[J]. Chinese journal of environmental engineering, 2016, 10(12):7255-7259.)
 - [15] 徐洪, 林潘忠, 王扬渝. 新型蠕动式管道机器人设计[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2015, 36(5):561-565.
(XU Hong, LIN Panzhong, WANG Yangyu. Design of a new type crawling in-pipe robot[J]. Journal of Jiangsu university (natural science edition), 2015, 36(5):561-565.)
 - [16] 唐德威, 梁涛, 姜生元, 等. 机械自适应管道机器人的机构原理与仿真分析[J]. 机器人, 2008, 30(1):29-33.
(TANG Dewei, LIANG Tao, JIANG Shengyuan, et al. Mechanism and simulation analysis of mechanical self-adaptive pipe-robot[J]. Robot, 2008, 30(1):29-33.)
 - [17] 焦圣喜, 阚一凡, 赵远新. 基于 SolidWorks 的管道除垢机器人设计与实现[J]. 机床与液压, 2014(3):65-67.
(JIAO Shengxi, KAN Yifan, ZHAO Yuanxin. Design and implementation of pipeline descaling robot based on SolidWorks[J]. Machine tool & hydraulics, 2014(3):65-67.)
 - [18] 武燕, 王才东, 王新杰, 等. 可变径管道机器人系统的设计与研究[J]. 矿山机械, 2013, 41(4):124-127.
(WU Yan, WANG Caidong, WANG Xinjie, et al. Design and research on variable-diametered pipeline robots[J]. Mining & processing equipment, 2013, 41(4):124-127.)
 - [19] 嵇鹏程, 沈惠平. 基于 AT89C51 控制的排水管道清淤机器人的设计[J]. 机械设计与制造, 2010(12):165-167.
(JI Pengcheng, SHEN Huiping. The design of cleaning robot for drain pipes based on AT89C51[J]. Mechanical design & manufacture, 2010(12):165-167.)

(责任编辑:刘春光 英文审校:范丽婷)