

DOI: 10.3901/JME.2023.03.208

基于 THK-SHS35V 型号的滚动直线导轨副 预紧力精确计算方法研究^{*}

周长光^{1,2} 王晓艺^{1,2} 冯虎田^{1,2} 欧 屹^{1,2} 周华西^{1,2}

(1. 南京理工大学机械工程学院 南京 210094;

2. 数控机床功能部件共性技术工业和信息化部重点实验室 张家港 215600)

摘要: 针对目前只能通过滚动体过盈量粗略判定滚动直线导轨副预压等级(轻、中、重)的现状, 首先基于 Hertz 接触理论建立了载荷和预紧拖动力关系模型, 然后创新性构建了一种载荷和预紧拖动力同步在线测量系统, 测量了不同载荷、运动速度下 THK-SHS35V 型号的滚动直线导轨副的动态摩擦因数, 进而得到其 Stribeck 曲线。将摩擦因数与载荷-预紧拖动力关系模型相结合, 最终建立了一种滚动直线导轨副预紧力精确计算模型。试验结果表明, 所建立的预紧力计算模型能有效预测被测样件的预紧力, 其最大相对误差为 18.91%。提出利用 Stribeck 曲线得到动态摩擦因数经验公式建立预紧力计算模型的方法, 可进一步扩展应用于其他型号的滚动直线导轨副。

关键词: 滚动直线导轨副; 预紧力; 预紧拖动力; Stribeck 曲线; 摩擦因数

中图分类号: TH823; TH123

Research on An Explicit Preload Calculation Method of Linear Rolling Guide THK-SHS35V

ZHOU Changguang^{1,2} WANG Xiaoyi^{1,2} FENG Hutian^{1,2} OU Yi^{1,2} ZHOU Huaxi^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094;

2. Key Laboratory of the Ministry of Industry and Information Technology on General Technology of Functional Parts of Numerical Control Machine, Zhangjiagang 215600)

Abstract: Up to now, the oversize of rolling elements can only classify the preloading level of linear rolling guides as light, middle, and heavy. Based on the Hertz contact theory, the load and preload drag force model is proposed, firstly. Next, based on a novel measuring system for the load and preload drag force synchronous online measurement, the dynamic friction coefficients of a linear rolling guide (THK-SHS35V) are measured under different load and velocity conditions. And then the Stribeck curve of the linear rolling guide is obtained. Finally, an explicit preload calculation model for linear rolling guides is established by the relationship between the load and preload drag force. The experimental results show that the preload calculation model established in this paper can accurately and effectively predict the preload of the tested sample, with maximum relative error 18.91%. The empirical formula of dynamic friction coefficient obtained by Stribeck curve can be effectively used to establish the preload calculation model of linear rolling guide, which can be further extended to other types of linear rolling guides.

Key words: linear rolling guide; preload; drag force under preload; Stribeck curve; friction coefficient

^{*} 国家科技重大专项高质量发展专项(TC210H038-02)、国家自然科学基金(51905274)和丽水市重点研发计划(2022KFQZDYF15-001)资助项目。
20220309 收到初稿, 20220515 收到修改稿

0 前言

为消除滚动直线导轨副的反向间隙, 提高动态刚性和可靠性, 在其绝大部分的应用领域中, 均需对导轨副施加不同程度的预紧力^[1]。由于预紧力属于滚动直线导轨副的内力, 在其装配完成后无法直接测量, 因此目前主要通过滚动体的过盈量来粗略判定导轨副的预压等级(轻、中、重)^[2]。随着国产数控机床高精度、高可靠性及智能化的发展需要, 利用滚动体过盈量来判定直线导轨副预压等级的传统方法已逐渐无法满足主机高精度制造的需求^[3]。因此, 探究滚动直线导轨副预紧力的精确计算方法具有重要意义。

近年来, 许多学者在刚度^[4-6]、动态特性^[7-8]、磨损^[9]及温升^[10-11]等方面对滚动直线导轨副做了大量研究, 但在预紧力相关计算方面的研究相对较少。虽然预紧力是直线导轨副的内力, 但是从最终作用的结果(滚动体与滚道间的法向载荷)来看, 与施加在滑块上的外加载荷并无二致。因此, 预紧力与预紧拖动力(摩擦力)之间的关系实际可视为外加载荷与预紧拖动力之间的关系。这意味着当摩擦因数确定时, 便可根据测量的预紧拖动力(摩擦力)准确计算滚动直线导轨副的预紧力。从目前的研究来看, 学者们在建立滚动直线导轨副摩擦力模型时, 选取的摩擦因数各不相同: OH 等^[12]通过考虑弹性滞后摩擦力、滑动摩擦力及黏度摩擦力建立了摩擦力模型, 选取的弹性滞后摩擦损失系数、滑动摩擦因数分别为 0.01 和 0.15, 并验证了该模型在导轨副运动速度为 3~12 m/min 范围内具有良好的准确度; OHTA 等^[13]研究了低速下导轨副不重合度对摩擦力一位移曲线的影响, 基于 KASAI 的研究结论^[14], 选用的弹性滞后损失系数和滑动摩擦系数分别为 0.007 和 0.2; 张巍等^[15]在考虑润滑油膜阻力的前提下, 建立了随外载荷变化的滚动直线导轨副摩擦力模型, 取滚珠与滚道间的摩擦因数为 0.03。随着研究的深入, 许多学者发现随着运动速度的增加, 直线导轨副的摩擦力具有先减小后增大的变化趋势^[16-18], 这意味着摩擦因数应当是随工况变化而改变的动态变量。OLARU 等^[19]基于力和力矩平衡建立了直线导轨副摩擦力模型, 探究了不同适应比、运动速度下摩擦因数随外载荷的变化规律, 其摩擦因数范围为 0.001~0.012。遗憾的是, 文献[19]仅给出了理论模型, 尚未经过试验验证。由上述情况可见, 针对滚动直线导轨副动态摩擦因数的理论及试

验研究是十分必要的。

需要注意的是, 由于目前主要是通过滚动体过盈量来粗略判定直线导轨副预压等级, 对于能够明确表征滚动直线导轨副预紧程度的预紧力却没有明确的定义。因此, 本文在第 1 节中首先根据预紧力的特点对直线导轨副的预紧力进行定义, 并基于 Hertz 接触理论建立载荷和预紧拖动力关系模型。创新性地构建了一种载荷和预紧拖动力同步在线测量系统, 对在不同载荷、测量速度下的滚动直线导轨副摩擦因数进行测量。通过曲线拟合, 得到被测样件的 Stribeck 曲线, 进而将摩擦因数的经验公式与载荷-预紧拖动力关系模型相结合, 建立一种滚动直线导轨副预紧力精确计算方法。

1 理论分析

1.1 预紧力定义

目前, 滚动直线导轨副的预紧力通常是用滚动体的过盈量来表示, 但是通过滚动体过盈量仅能粗略判定直线导轨副的预压等级(轻、中、重)。预紧力作为直线导轨副的关键性能指标, 显著影响导轨副的动态特性, 仅通过过盈量来粗略表征预紧力的方法无法满足对其进行精确监测或预测的要求。此外, 预紧力作为一种载荷, 其表征单位通常是 kN, 很难通过过盈量(μm)来确定滚动直线导轨副的预压水平。因此, 本文首先对滚动直线导轨副的预紧力作出明确定义。在多数应用场景中, 滚珠丝杠副是与滚动直线导轨副共同作为丝杠伺服驱动系统中的核心传动部件, 滚珠丝杠副预紧力的定义可以为直线导轨副预紧力的定义提供参考^[20-25], 其特点如下所述: ① 预紧力的方向与轴向载荷方向平行; ② 当未施加外载荷时, 作用在两个螺母上的预紧力是一对大小相等, 方向相反的力; ③ 当施加外载荷时, 作用在一个螺母上的预紧力增加, 而作用于另一螺母上的预紧力减小。基于上述特点, 滚动直线导轨副的预紧力应满足以下特性: ① 预紧力方向是平行于垂直载荷方向, 即图 1 所示的 Z 轴(滚珠丝杠副通常轴向承载而直线导轨副通常承受垂直载荷); ② 当无垂直载荷作用时, 作用在上排($i=1, 3$)和下排($i=2, 4$)滚动体上的预紧力是一对大小相等, 方向相反的力; ③ 当垂直载荷作用时, 上排($i=1, 3$)滚动体上的预紧力增加而下排($i=2, 4$)滚动体上的预紧力减小。

因此, 滚动直线导轨副的预紧力应定义为上排($i=1, 3$)或下排($i=2, 4$)滚动体的法向载荷沿 Z 轴方向的合力, 可以表示为

$$F_p = \sum_{j=1}^{Z_b} (Q_{1j} \cos \beta + Q_{3j} \cos \beta) = \sum_{j=1}^{Z_b} (Q_{2j} \cos \beta + Q_{4j} \cos \beta) \quad (1)$$

式中, F_p 表示预紧力; Q_{ij} 表示由预紧而产生的单个滚珠与滚道接触处的法向载荷, 角标 $i(i=1,2,3,4)$ 、 j 分别表示滚道编号与滚珠编号, Z_b 表示单列滚道中承载的滚珠数目, β 表示实际接触角。

1.2 摩擦因数计算

前文已经提到, 目前主要是通过改变滚珠的过盈量来调节滚动直线导轨副的预紧力, 这种情况下施加的预紧力无法直接测量, 仅能通过过盈量大小来粗略判断预紧力等级。因此, 为了便于测量预紧力值, 本文将普通滚动直线导轨副(THK-SHS35V)进行二次加工得到的滑块可分离式样件(即沿滑块中心切开约 0.6 mm, 保证切开间隙不影响滑块刚性), 从而设计出一种通过调整侧向螺栓对滑块施加水平载荷实现滚动直线导轨副预紧力调节的新型装置。在建立载荷、预紧力以及预紧拖动力关系前, 本文首先对样件的整体受力情况进行分析。

被测样件的整体受力情况可简化为图 1 所示的力学模型。绝对坐标系(X, Y, Z)空间固定于导轨端面, 其 Y 方向为滑块运动方向, Z 方向平行于垂直载荷方向。 F_H 表示施加在滑块侧向的水平载荷, Q_{ij} 表示在载荷 F_H 作用下单个滚珠与滚道接触处的法向载荷。滚珠与滚道的初始接触角为 α_0 , 载荷 F_H

作用下的实际接触角为 β 。根据侧向受力平衡有

$$\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^{Z_b} Q_{ij} \sin \beta - 2F_H = 0 \quad (2)$$

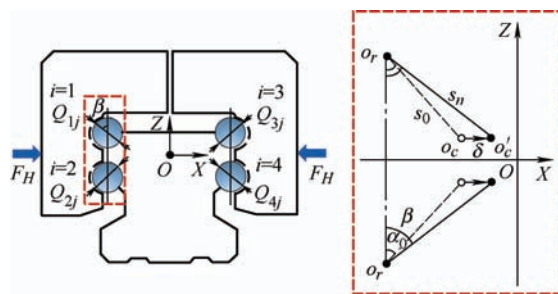


图 1 滑块分离式直线导轨副接触模型

在载荷 F_H 作用下, 滑块滚道在水平方向产生位移 δ , 导轨滚道及滑块滚道曲率中心位置变化如图 1 所示: o_r 为导轨滚道曲率中心, 滑块滚道曲率中心由初始位置 o_c 变为 o'_c 。滚道曲率中心的初始距离 $o_r o_c$ 可以表示为 s_0 , 实际距离 $o_r o'_c$ 可以表示为 s_n 。依据几何关系, s_0 、 s_n 和 β 计算如下

$$\begin{cases} s_0 = (f_r + f_c - 1)D_b + \delta_0 \\ s_n = \left[(s_0 \sin \alpha_0 + \delta)^2 + (s_0 \cos \alpha_0)^2 \right]^{1/2} \\ \sin \beta = (s_0 \sin \alpha_0 + \delta) / s_n \end{cases} \quad (3)$$

式中, f_r 、 f_c 分别表示导轨滚道和滑块滚道的适应比; D_b 表示滚珠直径。

根据 Hertz 接触理论, δ 可以表示为

$$\delta = (\varepsilon_H Q_{ij}^{2/3} - \delta_0) \sin \beta \quad (4)$$

式中, ε_H 为等效载荷-形变系数, 可以计算为

$$\varepsilon_H = 0.655 \left[\xi_{b-r} \left(\frac{1-\nu_b^2}{E_b} + \frac{1-\nu_r^2}{E_r} \right)^{2/3} \left(\frac{4f_r-1}{f_r D_b} \right)^{1/3} + \xi_{b-c} \left(\frac{1-\nu_b^2}{E_b} + \frac{1-\nu_c^2}{E_c} \right)^{2/3} \left(\frac{4f_c-1}{f_c D_b} \right)^{1/3} \right] \quad (5)$$

式中, ξ_{b-r} 、 ξ_{b-c} 分别表示滚珠与导轨滚道、滑块滚道的无量纲接触变形系数; 下标 b 、 c 和 r 分别表示符号应用对象为滚珠、滑块和导轨; E 为弹性模量; ν 为泊松比。

在载荷 F_H 作用下, 直线导轨副的预紧拖动力 F_f 可以根据如下等式计算

$$F_f = \mu \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^{Z_b} Q_{ij} = \frac{2\mu F_H}{\sin \beta} \quad (6)$$

基于载荷-预紧拖动力的关系(式(6)), 可以得到直线导轨副摩擦因数 μ 的表达式

$$\mu = \frac{F_f \sin \beta}{2F_H} F(F_f, F_H) \quad (7)$$

联立式(2)~(7), 即可在载荷 F_H 和预紧拖动力 F_f 已知的情况下得到摩擦因数 μ 。

2 滚动直线导轨副摩擦因数测量

2.1 试验方法

由式(7)可知, 要想获取准确的摩擦因数, 需要能够精确调节并测出载荷及预紧拖动力。为此, 本文设计了一套直线导轨副摩擦因数测量装置, 能够实现载荷及预紧拖动力同步在线测量。如图 2 所示, 该装置主要由预紧力调节机构、预紧拖动力测量机构、支撑单元机构以及被测滑块分离式直线导轨副组成。其中, 预紧力调节机构主要由精密平口钳(固定钳身、移动钳口)、压力传感器(柯力 PST-10 kN)组成; 预紧拖动力测量机构主要由连接块 1、连接块 2、拉/压力传感器(FUTEK-LSB350)、传动丝杠副和伺服电机组成。被测样件放置在两个以滚轮为支

撑元件的支撑单元机构上, 其一端依次通过连接块 1、连接块 2 与拉/压力传感器相连接。通过调整移动钳口的位置, 改变施加在分离式滑块上的侧向载荷, 安装在固定钳身一侧的压力传感器可实时读取载荷值。当伺服电机带动传动丝杠副运动时, 被测导轨相对滑块运动, 拉/压力传感器读取被测样件的预紧拖动力。与此同时, 压力传感器实时读取载荷值。

被测滑块分离式直线导轨副选用型号为 THK-SHS35V 的成品样件进行二次加工, 其参数如表 1 所示。为保证切开间隙不影响滑块承载特性, 仅沿滑块中心切开约 0.6 mm, 且不改变滑块相对导轨的安装位置。

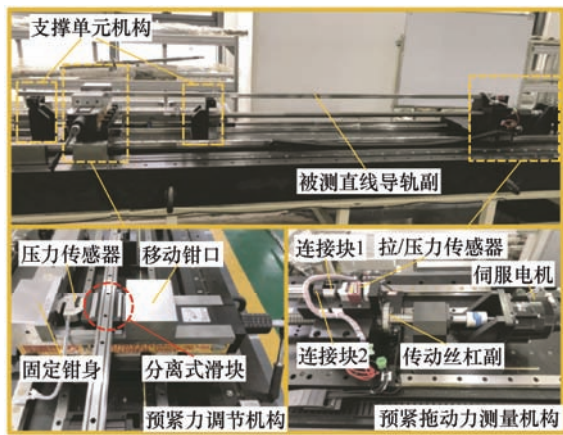


图 2 直线导轨副摩擦因数测量装置

依据直线导轨副制造商手册中的规定, 预紧力一般不超过其额定动载荷的 15%, 故载荷上限设定为 9 500 N。在直线导轨副摩擦因数的测量试验中, 润滑油黏度保持不变(100cst, ISO VG100), 载荷设定为 10 种(从 500 N 到 9 500 N, 间隔为 1 000 N), 每种载荷情况下对应 20 种测量速度(从 0.1 m/min 到 1 m/min, 间隔为 0.1 m/min; 从 1.5 m/min 到 6 m/min, 间隔为 0.5 m/min)。每种载荷和运动速度条件下, 被测直线导轨副往复循环运动三次, 取三次测量结果的平均值作为该组载荷-速度水平下对应的预紧拖动力的测量值。

表 1 直线导轨副 SHS35V 样件参数

参数	数值
额定动载荷/kN	62.3
初始接触角 $\alpha_0/(\circ)$	45
单列滚道中承载的滚珠数目 Z_0	13
滚珠直径 D_b/mm	6.35
导轨长度/mm	3 000

2.2 测量结果

被测样件在多种载荷及运动速度下的预紧拖动力测量结果如图 3 所示。预紧拖动力随着载荷的增加整体呈增长趋势。值得注意的是, 随着运动速度的增加, 预加载荷呈现略微下降再逐渐上升的趋势, 这种影响随着载荷的增加而变得愈发明显。可以看出, 滚动直线导轨副的预紧拖动力与载荷、运动速度均有关。

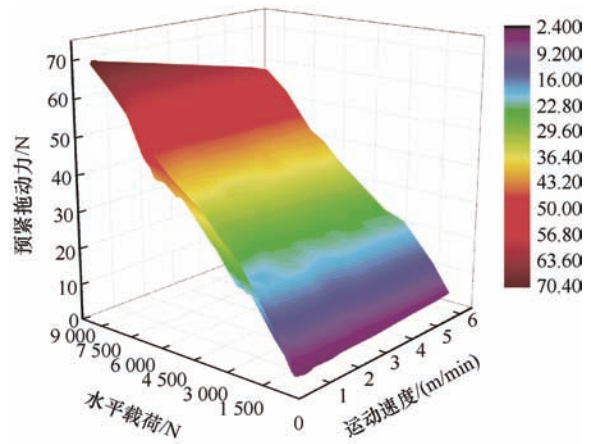


图 3 预紧拖动力测量值

基于被测样件的预紧拖动力测量值及载荷值, 联立式(2)~(7), 得到不同载荷-速度条件下的摩擦因数测量值, 如图 4 所示。从图 4 中可以看出, 摩擦因数会随着载荷及运动速度的变化而改变, 但变化规律不易直观探寻。为了更清晰地观察摩擦因数的变化规律, 图 5a 和 5b 分别展示了摩擦因数测量值在五种运动速度(0.1 m/min, 0.2 m/min, 0.3 m/min, 5 m/min, 6 m/min)和载荷(500 N, 1 500 N, 4 500 N, 7 500 N, 8 500 N)条件下的变化规律。

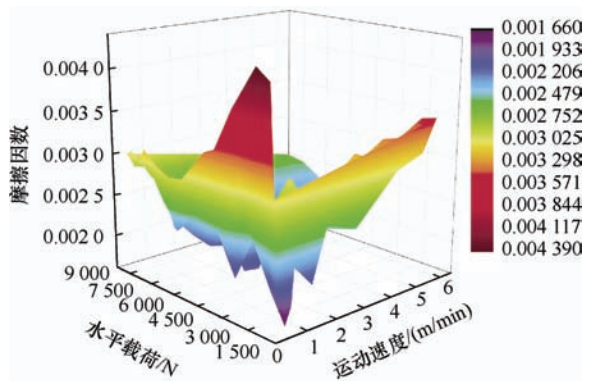


图 4 摩擦因数测量值

从图 5a 中可以看出, 摩擦因数测量值随着载荷的增加呈现先逐渐减小再缓慢增大的整体

趋势,这个趋势在运动速度为 0.1 m/min 时最为明显。从图 5b 中可以看出,在载荷为 500 N、1 500 N 时,摩擦因数随着运动速度的增加剧烈减小,在运动速度为 0.6 m/min 时降至最低,而后随着运动速度的增加逐渐增大;在载荷为 4 500 N、7 500 N 时,摩擦因数随着运动速度的增加缓慢减小至平稳;在载荷为 8 500 N 时,随着运动速度的增加,摩擦因数相对保持平稳。总结上述规律可以发现,滚动直线导轨副摩擦因数的变化规律在不同载荷和运动速度情况下并不相同,这意味着摩擦因数应当是一个与载荷和速度均有关的变量。

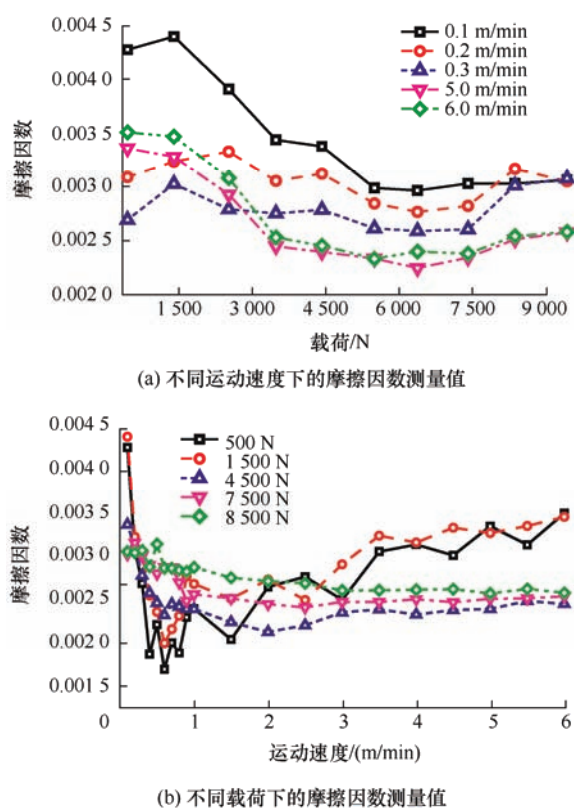


图5 摩擦因数测量值

3 Stribeck 试验曲线

由 2.2 节测量结果分析可知,滚动直线导轨副的摩擦因数随载荷、运动速度的变化而变化。如图 6 所示, Stribeck 曲线描述了摩擦因数随 Hersey 数 $\eta u / P$ (η 表示润滑油黏度, u 表示相对滑动速度, P 表示接触应力)的变化基本趋势。可以通过 Stribeck 曲线来准确建立滚动直线导轨副摩擦因数与 Hersey 数的具体关系式。在此之前,首先要确定 Hersey 数,以便绘制完整的 Stribeck 曲线。

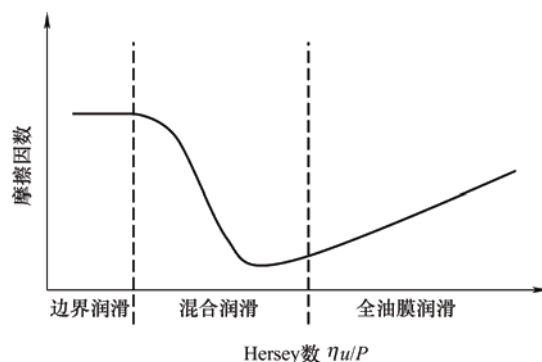


图6 Stribeck 曲线示意图

3.1 接触应力 P

图 7 显示了在法向载荷 Q_{ij} 作用下,滚珠与滚道在 Hertz 接触椭圆区域上的应力分布情况。根据 Hertz 接触理论,接触椭圆上的应力 p_{ij} 可以计算为^[26]

$$p_{ij} = \frac{3Q_{ij}}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x'_{ij}}{a}\right)^2 - \left(\frac{y'_{ij}}{b}\right)^2} \quad (8)$$

式中, (x'_{ij}, y'_{ij}) 表示接触椭圆上任意一点的坐标。 a 、 b 分别表示接触椭圆长半轴和短半轴,可以表示为

$$\begin{cases} a = a^* \sqrt[3]{\frac{3Q_{ij}}{2} \left(\frac{1-\nu_b^2}{E_b} + \frac{1-\nu_n^2}{E_n} \right) \left(\frac{f_n D_b}{4f_n - 1} \right)} \\ b = b^* \sqrt[3]{\frac{3Q_{ij}}{2} \left(\frac{1-\nu_b^2}{E_b} + \frac{1-\nu_n^2}{E_n} \right) \left(\frac{f_n D_b}{4f_n - 1} \right)} \end{cases} \quad n=r \text{ 或 } c \quad (9)$$

式中,无量纲系数 a^* 、 b^* 可以表示为

$$\begin{cases} a^* = \left(\frac{2\kappa^2 E(\kappa)}{\pi} \right)^{1/3} \\ b^* = \left(\frac{2E(\kappa)}{\pi\kappa} \right)^{1/3} \end{cases} \quad (10)$$

式中, κ 表示椭圆偏心率参数, $E(\kappa)$ 表示第二类完全椭圆积分。

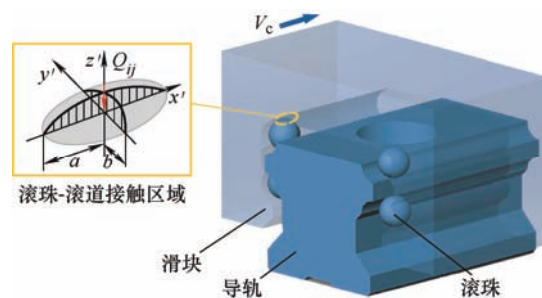


图7 滚珠-滚道接触区域应力示意图

为便于计算,本文将接触椭圆区域几何中心 $(x'_{ij} = 0, y'_{ij} = 0)$ 处的应力作为接触椭圆上的平均接

触应力 P , 即

$$P = p_{ij} = \frac{3Q_{ij}}{2\pi ab} \quad (11)$$

3.2 相对滑动速度 u

为了分析滚珠相对滑块滚道的滑动速度 u , 需建立三个坐标系。如图 8 所示, 直角坐标系 (x, y, z) 的原点 o 位于滚珠球心, 随滚珠沿滚道平动; 旋转坐标系 (U, V, W) 的原点 o 位于滚珠球心, U 轴与滚珠自身旋转轴线一致, 旋转轴 U 与平面 $x-o-y$ 的夹角为 γ , 旋转轴 U 在平面 $x-o-y$ 上的投影与 x 轴的夹角为 γ' ; 接触坐标系 (x', y', z') 的 x' 轴、 y' 轴分别沿接触椭圆的长、短半轴方向。

滚珠-滚道接触点沿滚动方向的相对滑动速度 u 可以表示为^[11]

$$u = V_c - (\omega_x \cos \beta + \omega_z \sin \beta) \times \left\{ R - (R^2 - a^2)^{1/2} + \left[\left(\frac{D_b}{2} \right)^2 - a^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (12)$$

式中, V_c 表示滑块运动速度; R 表示等效曲率半径, 可以表示为

$$R = \frac{2f_c D_b}{2f_c + 1} \quad (13)$$

如图 8 所示, 在接触椭圆中存在两点 A-A 为纯滚动点, 两点的连线到滚珠球心的距离为纯滚动半径 r_0 。滚珠与滑块在点 A 处沿滑块运动方向具有相同的线速度, 因此滚珠自旋角速度 ω_R 可以计算为

$$\omega_R = V_c / [r_0 (\cos \gamma \cos \gamma' \cos \beta + \cos \gamma \sin \gamma' \sin \beta)] \quad (14)$$

式中, ω_x 、 ω_z 分别表示滚珠旋转角速度 ω_R 在 x 轴、 z 轴上的速度分量, 根据图 8 可得

$$\begin{cases} \omega_x = \omega_R \cos \gamma \cos \gamma' \\ \omega_z = \omega_R \sin \gamma \end{cases} \quad (15)$$

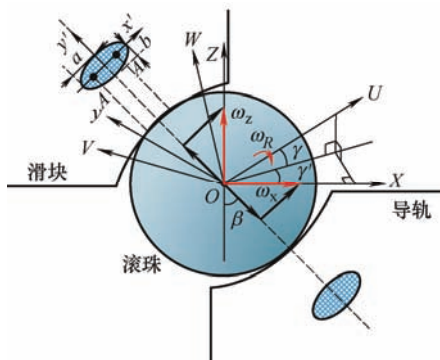


图 8 滚珠速度分析图

3.3 Stribeck 曲线

将 Hersey 数 $(\eta u / P)$ 作为横坐标, 直线导轨副 THK-SHS35V 的 Stribeck 曲线如图 9 所示。从图 9 中可以看出, 被测样件的摩擦状态大致可分为两个阶段: 混合润滑和全油膜润滑状态。需要说明的是, 由于本文中的试验是在相对良好的润滑条件下进行的, 所以未出现边界润滑状态。

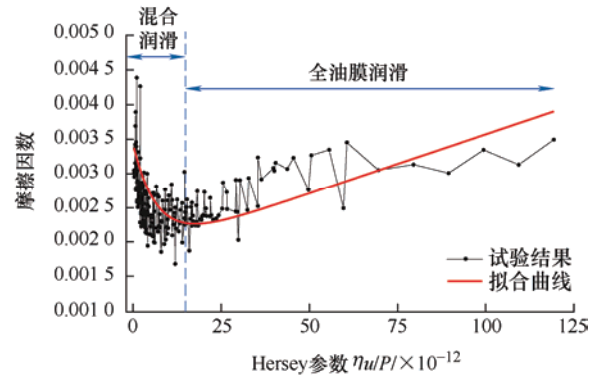


图 9 直线导轨副 THK-SHS35V 的拟合 Stribeck 曲线

针对滚动直线导轨副预紧拖动力的计算, 经验公式由 Coulomb 摩擦力 $F_{Coulomb}$, 黏度摩擦力 $F_{Viscous}$ 和 Stribeck 作用摩擦力 $F_{Stribeck}$ 构成。滚动直线导轨副的预紧拖动力计算公式可以表示如下

$$F_f = F_{Coulomb} + F_{Viscous} + F_{Stribeck} \quad (16)$$

式中, Coulomb 摩擦力及黏度摩擦力计算公式如下

$$\begin{cases} F_{Coulomb} = \mu_c \cdot Q_{ij} \\ F_{Viscous} = \mu_v \cdot \eta u S = \mu_v \cdot \frac{\eta u}{P} Q_{ij} \end{cases} \quad (17)$$

式中, S 表示接触区域面积; μ_c 、 μ_v 分别表示 Coulomb 摩擦因数和黏度摩擦因数。

基于 Jeong 提出的指数模型^[27], Stribeck 作用摩擦力计算公式可以表示为

$$F_{Stribeck} = \mu_s \cdot e^{-k_s \frac{\eta u}{P}} Q_{ij} \quad (18)$$

式中, μ_s 表示 Stribeck 作用摩擦因数; k_s 为指数系数。

联立式(16)~(18), 滚动直线导轨副的摩擦因数可以表示为

$$\mu = \mu_c + \mu_v \cdot \frac{\eta u}{P} + \mu_s \cdot e^{-k_s \frac{\eta u}{P}} \quad (19)$$

采用曲线拟合的方法, 如图 9 所示, 参数 μ_c 、 μ_v 、 μ_s 及 k_s 的值分别为 0.00182 、 8.74×10^6 、 0.0016 和 7.43×10^{10} 。将上述通过拟合 Stribeck 曲线得到的参数值代入式(19), 可得到本文所测样件的摩擦因数经验公式

$$\mu = 0.00182 + 8.74 \times 10^6 \frac{\eta u}{P} + 0.0016 e^{-7.43 \times 10^{10} \frac{\eta u}{P}} \quad (20)$$

4 预紧力计算模型

联立式(2)、(7)、(11)和(20),可以得到基于直

$$\begin{cases} F_f = (0.007\,28 + 2.33 \times 10^7 \varepsilon + 0.006\,4e^{-4.95 \times 10^{10} \varepsilon}) Z_b Q_{ij} \times F(Q_{ij}, \eta, u) \\ F_p = \sum_{j=1}^{Z_b} (Q_{1j} \cos \beta + Q_{3j} \cos \beta) = \sum_{j=1}^{Z_b} (Q_{2j} \cos \beta + Q_{4j} \cos \beta) \end{cases} \quad (21)$$

式中, $\varepsilon = \pi a b \eta u / Q_{ij}$ 。由式(21)可知,当摩擦力 F_f 、润滑黏度 η 及滑动速度 u 已知的情况下,可得到直线导轨副 THK-SHS35V 的准确预紧力 F_p 。

OH 等^[12]提出了一种考虑滞后摩擦、滑动摩擦和黏度摩擦的滚动直线导轨副摩擦力计算模型,根据该摩擦力计算模型,可以得到另一种预紧力计算公式,表示如下

$$\begin{cases} F_f = \left[\frac{3\mu_h b}{2R_h} + 8\mu_l (3c - c^3 - 1) \right] Z_b Q_{ij} + \eta V_c \cdot 4\pi a b Z_b / h_c \\ F_p' = \sum_{j=1}^{Z_b} (Q_{1j} \cos \beta + Q_{3j} \cos \beta) = \sum_{j=1}^{Z_b} (Q_{2j} \cos \beta + Q_{4j} \cos \beta) \end{cases} \quad (22)$$

式中,滞后摩擦因数 μ_h 、滑动摩擦因数 μ_l 分别取值为 0.01 和 0.15, R_h 表示有效滚珠半径, h_c 表示中心油膜厚度。

为了验证本文提出的预紧力计算模型的有效性,下面将上述两种预紧力模型的预测结果与试验结果进行比较。图 10a~c 分别展示了在 0.1 m/min、2 m/min 和 6 m/min 运动速度下,两种理论模型预测值与测量结果的对比。

从图 10a~c 中可以看出,本文提出的预紧力计算模型和 OH 提出的模型^[12]在三种运动速度下,具有相同的预测趋势。同时,从图 10 中可以发现,两个预测模型在预紧拖动力不超过 25 N 时,预测值十分相近且与实测值偏差较小;随着预紧拖动力的增加,两种预测值与实测值间的偏差逐渐增大,但本文提出的模型更加接近实测值。表 2 所示为三种运动速度下,两种模型的预测值与实测预紧力值的最大相对误差。可以看出,在三种运动速度水平下,与 OH 提出的模型^[12]相比,本文提出的预紧力计算模型的预测精度更高。这是因为 OH 模型在计算滑动摩擦力时仅考虑了载荷条件,滞后摩擦因数 μ_h 和滑动摩擦因数 μ_l 均被视作常数(分别为 0.01 和 0.15),忽略了不同导轨副之间由于几何误差、表面粗糙度等参数带来的摩擦因数的差异性,因此模型

线导轨副 THK-SHS35V 预紧拖动力经验公式的预紧力计算公式,预紧力 F_p 可以表示如下

在预测特定滚动直线导轨副预紧力(预紧拖动力)时会出现一定的偏差。而本文模型中的摩擦因数是针对特定滚动直线导轨副试验测得,该摩擦因数是其载荷、速度、润滑状态等参数综合反映的结果,因此能够更加准确地预测滚动直线导轨副的预紧力(预紧拖动力)。

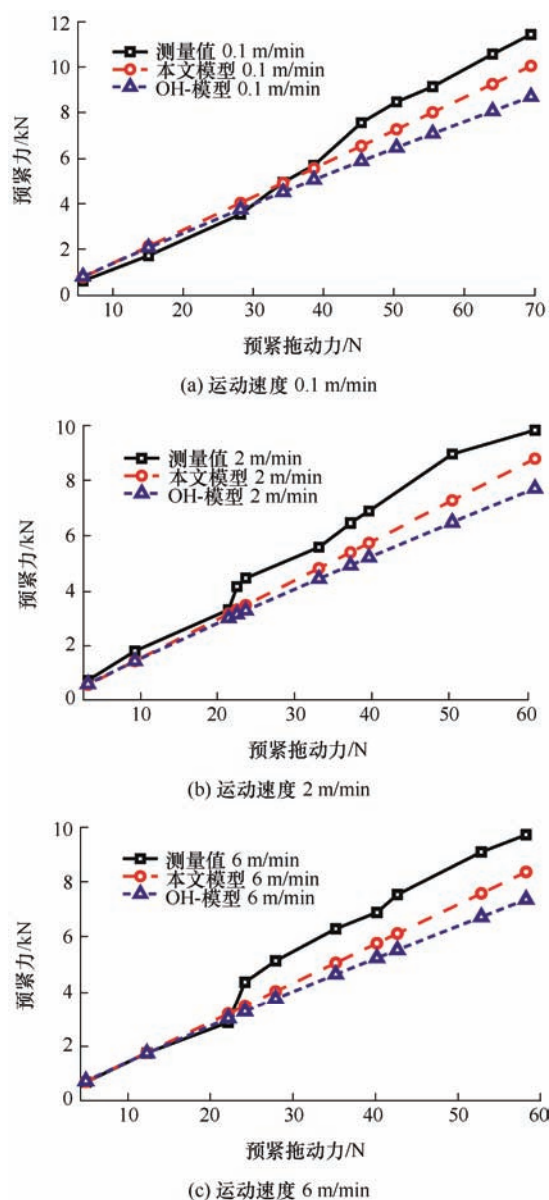


图 10 多种运动速度下的预紧力测量值和预测值

表 2 预紧力预测值与实测值的最大相对误差

运动速度/(m/min)	最大相对误差(%)	
	本文模型	OH-模型
0.1	14.14	23.83
2	18.91	27.77
6	18.81	27.03

需要特别说明的是,不同表面粗糙度会使接触表面在宏观上表现出不同的摩擦因数,而精确计算摩擦因数需要考虑真实接触面积、塑性接触面积、流体和粗糙峰分担的载荷以及整个接触区内流体和粗糙峰的相对分布等一系列复杂因素。滚动轴承的相关研究^[28]已经表明:虽然采用更加精致和复杂的分析方法(如用非常精细的网格,增加大量的节点,将有限元分析与三维雷诺能量方程的解结合起来使用)有可能获得更广义的解并增加解的精度,但令人遗憾的是,采用目前可获得的计算工具,即使是对单一运转条件下仅有一个小的滚动体的滚动轴承进行性能分析就要耗费几个小时的计算时间,且理论计算值与试验结果仍存在一定差距。因此,为了得到一种效率更高、更切合工程实际的滚动直线导轨副预紧拖动力/预紧力计算模型,本文通过自主搭建的载荷和预紧拖动力同步在线测量系统,测得了不同载荷、测量速度下的摩擦因数。通过曲线拟合,得到了滚动直线导轨副摩擦因数随黏度、滑动速度、接触应力的变化趋势。由于表面粗糙度主要对由混合润滑状态转变为全油膜润滑状态的 Hersey 数 (Stribeck 曲线的横坐标)产生影响^[29],而 Hersey 数则与黏度、滑动速度、接触应力直接相关。因此,本文试验测得的摩擦因数实际也包含了被测导轨表面粗糙度带来的影响。

除此之外,虽然本文中仅针对型号 THK-SHS35V 的直线导轨副样件进行了摩擦因数测量试验,建立了其预紧力精确计算模型,但通过测量直线导轨副的动态摩擦因数,进而利用 Stribeck 曲线来建立滚动直线导轨副预紧力计算模型的这种思路和方法,可沿用至任意型号的滚动直线导轨副。在后续的研究工作中,将会进一步开展针对其他多种型号的滚动直线导轨副的摩擦因数测量试验,完善滚动直线导轨副的预紧力计算模型。

5 结论

(1) 针对型号 THK-SHS35V 直线导轨副,在载荷为 500~9 500 N,运动速度为 0.1~6 m/min 的相

对良好润滑状态下,其润滑状态可分为混合润滑和全油膜润滑两个阶段,其动态摩擦因数经验公式可表示如式(20)所示。

(2) 从图 5 中可以看出,在预紧力较小的情况下,存在最佳运动速度,使摩擦因数最小,例如在载荷为 500 N 和 1 500 N 的预紧状态下,运动速度为 0.6 m/min 时摩擦因数最小,分别为 0.0016 6 和 0.0019 7,这意味着实际工况中可选择适当的运动速度来减小摩擦力,进而降低设备损耗率。

(3) 试验结果表明,针对型号为 THK-SHS35V 的直线导轨副,基于其动态摩擦因数经验公式建立的预紧力计算模型的最大相对误差为 18.91%,而基于文献[12]中摩擦力模型得到的预紧力计算公式的最大相对误差为 27.77%,可以看出本文建立的预紧力计算模型能更加准确地计算被测样件的预紧力。

参 考 文 献

- [1] SHEN Junwan, FENG Hutian, ZHOU Changguang, et al. A new two-stage degradation model for the preload of ball screws considering geometric errors[J]. *Wear*, 2022, 500: 204352.
- [2] ZHOU, C G, REN, S H, FENG H T, et al. A new model for the preload degradation of linear rolling guide [J]. *Wear*, 2021: 203963.
- [3] ZHOU C G, OU Y, FENG H T, et al. Investigation of the precision loss for ball screw raceway based on the modified Archard theory [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2017(2): 166-173.
- [4] 田红亮,郑金华,陈甜敏,等. 直线运动滚动导轨副的法向接触力学模型[J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(5): 1-11.
TIAN Hongliang, ZHENG Jinhua, CHEN Tianmin, et al. Normal contact mechanics model of linear motion rolling guideway pair[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(5): 1-11.
- [5] 刘耀,黄玉美. 机床滚珠导轨中圆柱面-球面结合面静特性分析及试验研究[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(21): 25-30.
LIU Yao, HUANG Yumei. Theoretical analysis and experimental study on static characteristics of the cylindrical-spherical joint surfaces of linear ball guide on machine tool[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(21): 25-30.
- [6] DJCA B, SHX A, SJK C, et al. Analysis of non-uniform

- load distribution and stiffness for a preloaded roller linear motion guide[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 164: 104407.
- [7] TONG V C, KHIM G, PARK C H, et al. Linear ball guide design optimization considering stiffness, friction force, and basic dynamic load rating using particle swarm optimization[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34(3): 1313-1323.
- [8] WANG W, ZHANG Y M, LI CH Y. Dynamic reliability analysis of linear guides in positioning precision[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 116: 451-464.
- [9] WANG X Y, FENG H T, ZHOU C G, et al. A new two-stage degradation model for the preload of linear motion ball guide considering machining errors[J]. Journal of Tribology, 2022, 144(5): 051202.
- [10] WANG Xiaoyi, FENG Hutian, ZHOU Huaxi, et al. Modeling of friction forces for linear motion ball guides considering variation of the friction parameter with operating condition[J]. Tribology Transactions. 2022(65): 592-609.
- [11] WANG X Y, FENG H T, ZHOU C G, et al. A thermal model for real-time temperature forecast of rolling linear guide considering loading working conditions[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2020: 1-23.
- [12] OH K J, KHIM G, PARK C H, et al. Explicit modeling and investigation of friction forces in linear motion ball guides[J]. Tribology International, 2019, 129: 16-28.
- [13] OHTA H, SATO Y, UEKI Y. Effects of misaligned rails on the friction force-displacement curves of a linear ball bearing system in low-speed operation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015, 229: 1469-1478.
- [14] KASAI S, TSUKADA T, KATO S. NSK commercial grade linear guides[J]. NSK Technical Journal, 1989, 650: 47-54.
- [15] 张巍, 王民, 孔德顺. 考虑油膜阻力的直线滚动导轨副摩擦力建模与试验[J]. 工程科学学报, 2017, 39(11): 1718-1726.
- ZHANG Wei, WANG Min, KONG Deshun. Modeling and experimentation of the friction force of linear rolling guide pair considering oil film resistance[J]. Chinese Journal of Engineering, 2017, 39(11): 1718-1726.
- [16] 周晶晶, 梁医, 冯虎田. 滚动直线导轨副摩擦力动态测量试验研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2016(4): 124-126.
- ZHOU Jingjing, LIANG Yi, FENG Hutian. Study of experiment and characteristics of friction for linear rolling guide[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2016(4): 124-126.
- [17] CHENG D J, YANG W S, PARK J H, et al. Friction experiment of linear motion roller guide THK SRG25[J]. International Journal of Precision Engineering & Manufacturing, 2014, 15(3): 545-551.
- [18] CHENG D J, PARK T J, KIM S J. Improved friction model for the roller LM guide considering mechanics analysis[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(6): 2723-2734.
- [19] OLARU D N, LORENZ P, RUDY D, et al. Friction in the circular-arc grooves linear rolling guidance system[J]. Tribologie und Schmierungstechnik, 2004, 51(2): 86-93.
- [20] ZHOU C G, FENG H T, CHEN Z T, et al. Correlation between preload and no-load drag torque of ball screws [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2016, 102: 35-40.
- [21] 周长光, 冯虎田, 陈增涛. 滚珠丝杠副预紧力衰退预测及试验研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(12): 123.
- ZHOU Changguang, FENG Hutian, CHEN Zengtao. Theoretical and experimental investigation of the preload loss of ball screws[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56 (12): 123.
- [22] 周长光. 滚珠丝杠副预紧力衰退预测及试验研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2018.
- ZHOU Changguang. Theoretical and experimental investigation of the preload loss of ball screws[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2018.
- [23] ZHOU C G, ZHOU H X, FENG H T. Experimental analysis of the wear coefficient of double-nut ball screws [J]. Wear, 2020, 446, 203201.
- [24] ZHOU C G, XIE J L, FENG H T. Investigation of the decompression condition of double-nut ball screws considering the influence of the geometry error and additional elastic unit [J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 156, 104164.
- [25] ZHOU H X, ZHOU C G, FENG H T, et al. Theoretical and experimental analysis of the preload degradation of double-nut ball screws[J]. Precision Engineering, 2020, 65, 72-90.
- [26] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: Wiley, 1985.
- [27] JEONG Y H, MIN B K, CHO D W, et al. Motor current

- prediction of a machine tool feed drive using a component-based simulation model[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2010, 11(4): 597-606.
- [28] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Advanced concepts of bearing technology: Rolling bearing analysis[M]. Boca Raton: CRC Press, 2007.
- [29] WANG Y, WANG Q J, LIN C, et al. Development of a set of Stribeck curves for conformal contacts of rough surfaces[J]. Tribology Transactions, 2006, 49(4): 526-535.

作者简介: 周长光(通信作者), 男, 1989 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为数控机床功能部件共性检测技术、失效机理分析、故障诊断等。

E-mail: zhoucg@njust.edu.cn