

Effect of Tension Force on Equivalent Friction Coefficient of V-Ribbed Belt

Kai Ning¹, Yaochen Shi¹, Xilu Zhao², Wusheng Tang^{1*}

¹College of Mechanical and Vehicle Engineering, Changchun University, Changchun Jilin

²College of Mechanical Engineering, Saitama University of Technology, Deep Valley Japan

Email: *805903158@qq.com

Received: Feb. 12th, 2019; accepted: Feb. 26th, 2019; published: Mar. 6th, 2019

Abstract

Aiming at the test method of automobile multi-wedge belt friction, through the force analysis of multi-wedge belt cross section, the formula for calculating the equivalent friction coefficient is established, and the influence rule of tension on the equivalent friction coefficient is obtained. A test device for measuring the equivalent friction coefficient of automobile multi-wedge belt is designed, and the influence rule of different tension force on the equivalent friction coefficient is tested. The experimental results show that with the increase of tension force, the equivalent friction coefficient increases. Additionally, with the increase of equivalent friction coefficient, the experimental results are in good agreement with the theoretical analysis, which provides a basis for the design of multi-wedge belt multi-wheel drive.

Keywords

V-Ribbed Belt, Equivalent Friction Coefficient, Tension Force

多楔带张紧力对当量摩擦系数的影响规律

宁 凯¹, 史尧臣¹, 赵希禄², 唐武生^{1*}

¹长春大学, 机械与车辆工程学院, 吉林 长春

²埼玉工业大学, 机械工程学院, 日本 深谷

Email: *805903158@qq.com

收稿日期: 2019年2月12日; 录用日期: 2019年2月26日; 发布日期: 2019年3月6日

摘 要

针对汽车多楔带摩擦测试方法, 通过多楔带截面受力分析, 建立了当量摩擦系数计算公式, 得到了张紧*通讯作者。

力对当量摩擦系数的影响规律, 设计了汽车多楔带当量摩擦系数测试装置, 进行了不同张紧力对当量摩擦系数的影响规律试验, 实验结果表明, 随张紧力增加, 当量摩擦系数增大, 试验结果与理论分析具有较好一致性, 为汽车多楔带多轮传动设计提供了基础。

关键词

多楔带, 当量摩擦系数, 张紧力

Copyright © 2019 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

多楔带是典型的摩擦式传送带, 当量摩擦系数对传动性能的影响尤为显著, 当量摩擦系数不仅影响着多楔带传动负载的大小, 而且影响着多楔带传动的平稳性和传动噪声[1]。国内外学者对多楔带的当量摩擦系数进行了一些研究, 2010年雅那大学的 Gregor Cepon 和里昂大学的 Lionel Manin 针对 5 pk 多楔带的接触力与变形之间的非线性关系, 建立了带与带轮接触的模型, 分析了带与带轮之间当量摩擦系数的变化规律, 并通过实验验证了理论的正确性[2]。2013年上官文斌通过对理论模型的分析 and 实验测试了包角、转速、张紧力对多楔带刚度、阻尼和摩擦系数的影响规律[3] [4] [5]。本文通过对多楔带受力的分析, 推出张紧力对当量摩擦系数的影响关系式, 自主设计了多楔带当量摩擦系数测试试验台, 可实现对多楔带张紧力、带轮转速、带轮间包角的调节, 并能自动生成测试曲线, 实验测试了张紧力对当量摩擦系数的影响规律。

2. 测试原理和实验装置

2.1. 汽车多楔带当量摩擦系数测试方法

由于汽车多楔带是由强力层线绳、带楔橡胶、带背帆布等通过硫化加工成型的粘弹性体, 具有非线性振动特性[6]。带楔与带轮槽接触面为楔形表面, 传统的标准规定平面相对移动法不适于多楔带的摩擦系数测量。带轮与多楔带之间主要依靠摩擦力来传递扭矩, 假设带与带轮之间有相对滑动, 摩擦力均匀分布, 可以得到多楔带拉力的欧拉方程为:

$$\frac{T_j}{T_s} = e^{\mu\theta} \quad (1)$$

其中, μ 为当量摩擦系数, T_s 为松边张力; T_j 为紧边张力; θ 为带-轮包角。实验时, 通过测量带传动过程中紧边张力 T_j 和松边张力 T_s , 按照欧拉公式计算汽车多楔带传动过程中的当量摩擦系数:

$$\mu = \frac{\ln\left(\frac{T_j}{T_s}\right)}{\theta} \quad (2)$$

为了从理论层面分析张紧力对当量摩擦系数的影响, 建立多楔带进入带轮时的力学模型, 其受力状况如图1所示, 由三力平衡得到如下关系式:

$$N = \frac{F}{2\left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_r \cos \frac{\alpha}{2}\right)} \quad (3)$$

式中 N 为带对带轮正压力， F 为带对带轮的预紧力， μ_r 为带与带轮的径向摩擦系数， α 为楔角。设沿圆方向作用于多楔带两侧面上的摩擦力为 T ， μ_θ 为圆周方向的摩擦因数，则

$$T = 2\mu_\theta N = \frac{\mu_\theta}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_r \cos \frac{\alpha}{2}} = \mu F \quad (4)$$

μ 即为当量摩擦系数，容易得到

$$\mu = \frac{\mu_\theta}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu_r \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (5)$$

一般情况下， $\mu_r = \mu_\theta$ ，由3式和5式做出预紧力对当量摩擦系数的影响曲线，如图2所示，随着预紧力的增加，当量摩擦系数逐渐上升并趋于平缓。

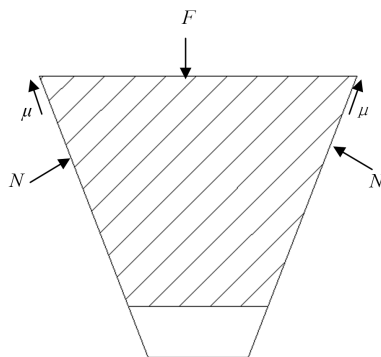


Figure 1. Force analysis when pulley is brought in
图 1. 带进入带轮时受力分析

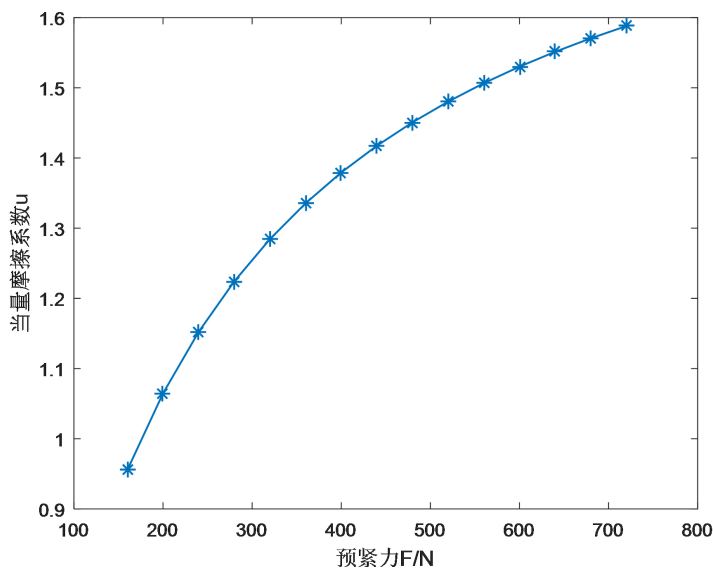


Figure 2. Effect of pre-tightening force on equivalent friction coefficient
图 2. 预紧力对当量摩擦系数的影响

2.2. 实验装置

如图 3 所示,设计的汽车多楔带摩擦系数测试试验台主要由主机和控制系统两部分组成,主机结构系统主要由操作平台、精密主动轴系、驱动系统、摩擦力测试系统张紧力施加装置、包角调节装置、主动轴系锁紧装置、专用被试带夹具等构成。汽车多楔带摩擦系数测试试验台主动轮驱动系统由 1.5 KW 变频电机通过齿轮减速器通过传动带将转动输出到主动轴系从而带动主动轮转动,由变频器控制主动电机,主动轴转速实现 10~500 rpm 可调,主动轴系安装有转速传感器,实时控制主动轮的转速,精度为 ± 2 rpm。被测带一端连接重砣,另一端通过专用夹头、力传感器和连接板连接到包角调整架上,包角调整架上刻有分度刻度,通过调整连接板实现带轮包角大小的调整,可以实现 $0^{\circ}\sim 80^{\circ}$ 包角范围内的摩擦型带摩擦系数测试。张紧力施加装置采用重砣施加方式,通过专用夹具将加载用重砣与被测带固定,通过改变重砣的重量调整张紧力的大小,可实现 0~600 N 张紧力的施加,试验台实物如图 4 所示。

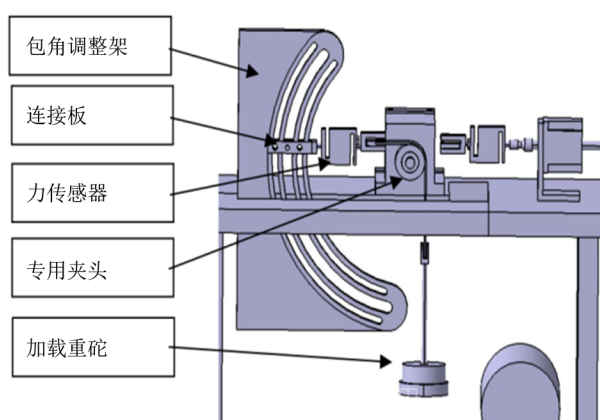


Figure 3. Model of multi-wedge friction coefficient test bench
图 3. 多楔带摩擦系数测试试验台模型



Figure 4. Multi-wedge friction coefficient testing bench
图 4. 多楔带摩擦系数测试试验台

3. 实验结果与分析

张紧力对摩擦系数的影响规律

在摩擦系数测试试验台上,设置带轮转动时间为 30 s,数据采集频率为 10 HZ,固定包角为 90° ,带轮转速为 60 rpm,调节张紧力为 400 N,采用 6 PK 型多楔带进行摩擦系数测量实验,带运行平稳后开始数据采集。

多楔带紧边拉力、松边拉力由力传感器测量，摩擦力为紧边拉力与松边拉力之间的差值，如图 5 所示，随着带轮的转动，紧边拉力与松边拉力有明显的周期性波动，紧边拉力在 530 N 左右波动，松边拉力在 85 N 左右波动。多楔带摩擦系数的变化规律如图 6 所示，随着带轮转速逐渐上升到预设值，摩擦系数逐渐增大并趋于稳定，这是因为在带轮开始转动时，多楔带与带轮的接触不够充分，随着带轮的旋转，带与带轮之间相互磨合使接触面积逐渐增加并稳定于某一值附近，摩擦系数也随之增大最后趋于稳定。可以看出，紧边拉力、松边拉力、摩擦力、摩擦系数曲线都有不同程度的波动，由于多楔带的粘弹性特点，在传动过程中会出现黏滑现象，在粘滞阶段时，静摩擦力逐渐增至一定值，一旦皮带间的张力大于摩擦力，带与带轮就发生相对滑移，产生一定程度的回弹，导致了力的周期性波动，波动的频率与带轮的转速有关，带轮转速越快波动频率越大。

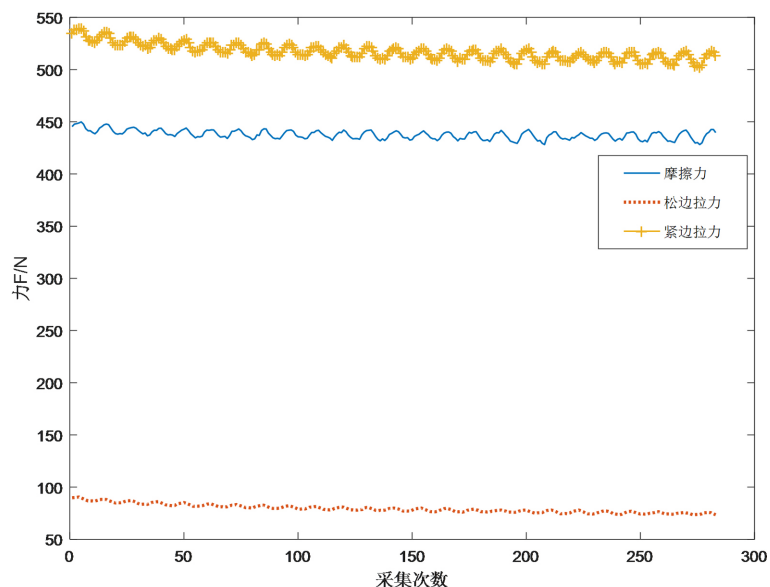


Figure 5. Force acting on multi-wedge belt

图 5. 多楔带受力

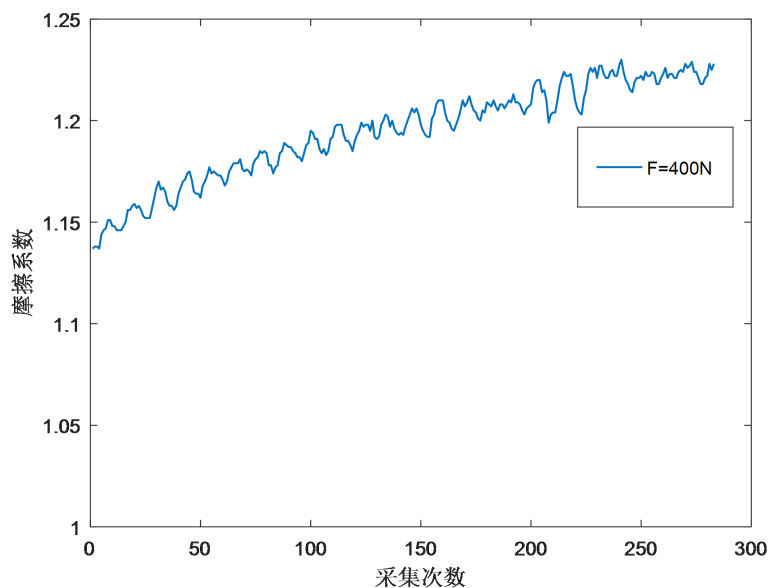


Figure 6. Change of friction coefficient at F=400 N

图 6. F = 400 N 时摩擦系数变化

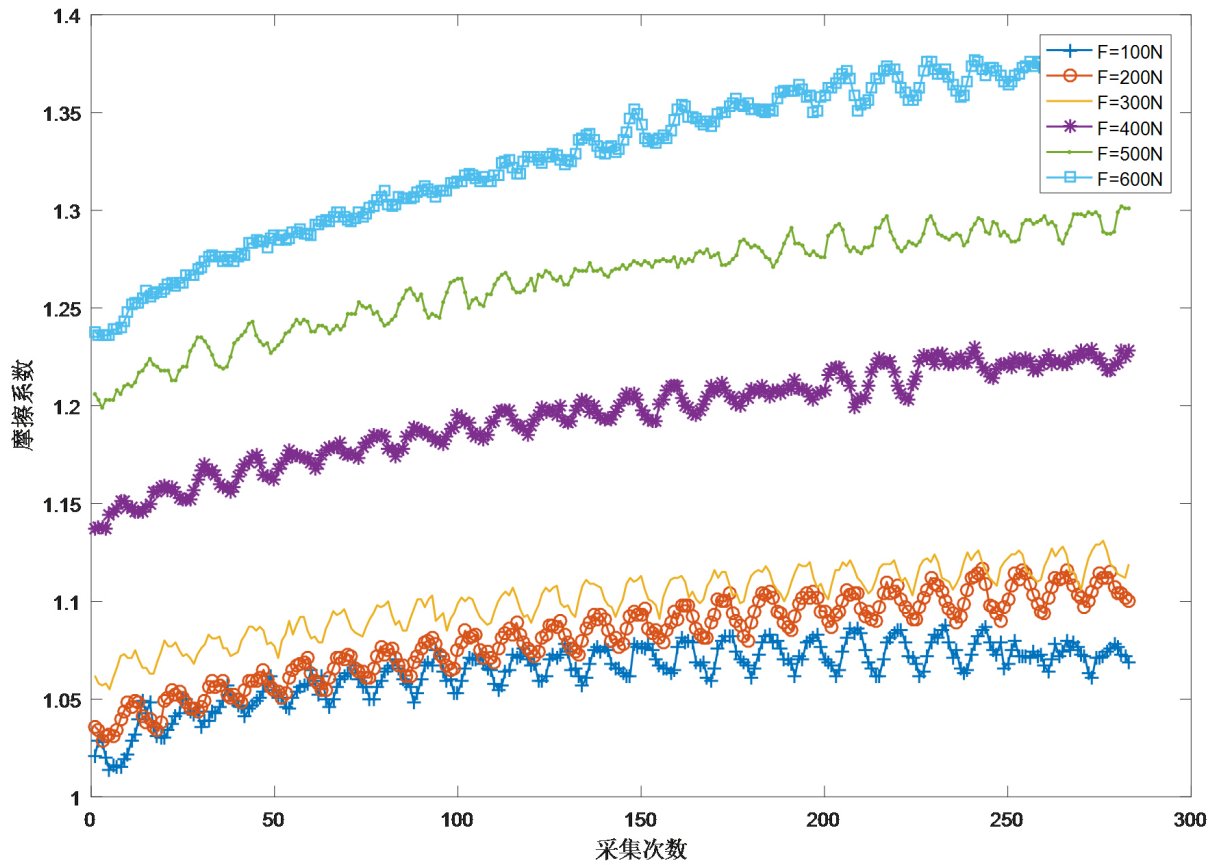


Figure 7. Variation of friction coefficient under tension forces

图 7. 不同张紧力下摩擦系数变化

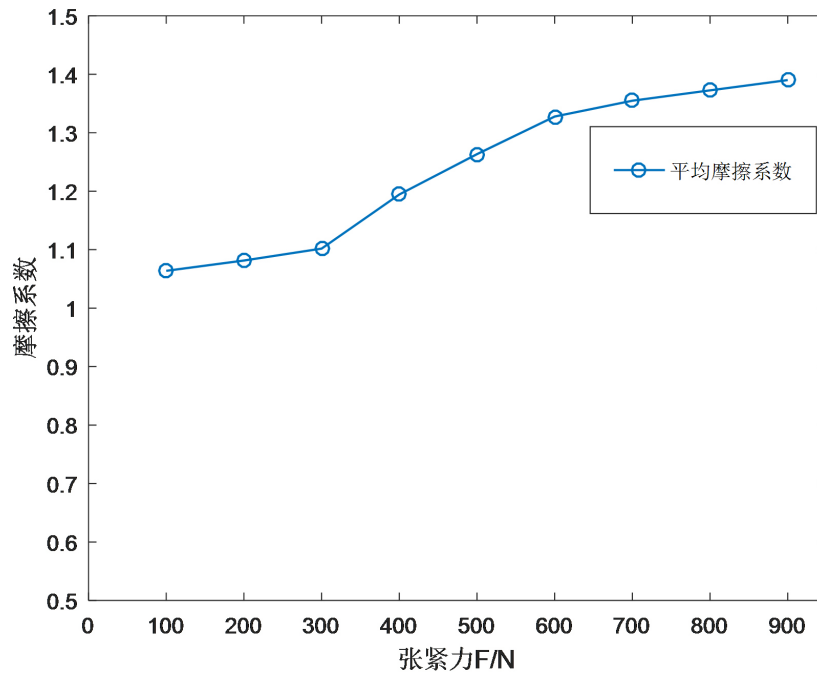


Figure 8. Effect of tension force on friction coefficient

图 8. 张紧力对摩擦系数的影响规律

为了研究多楔带张紧力对摩擦系数的影响规律,在相同的转速和包角下分别测试了张紧力为 100 N、200 N、300 N、400 N、500 N、600 N 时摩擦系数的变化情况,如图 7 所示。可见,当多楔带的初始张紧力从 100 N 增加到 600 N 时,带轮间摩擦系数逐渐增大,波动幅度逐渐变小,这是由于当张紧力较小时,多楔带没有完全张紧,带的波动幅度较大,带轮间表面没有充分接触,带轮间摩擦力小,随着张紧力的增加,带轮间接触越来越充分,使摩擦系数稳定于某一值附近,波动幅度也随着张紧力的增加逐渐减小。不同预紧力下多楔带平均摩擦系数变化曲线如图 8 所示,可以看出,摩擦系数随着张紧力的增大呈缓慢上升趋势,预紧力在 300~600 N 之间摩擦系数上升速率最大,600 N 之后趋于平缓。

4. 结论

1) 通过对 6 PK 型多楔带的单个楔进行受力分析,研究了张紧力对当量摩擦系数的影响,随着张紧力的增加,当量摩擦系数逐渐增加并趋于平缓。

2) 测量了张紧力为 400 N,带轮转速为 60 rpm,包角为 90°时摩擦系数的变化规律,随着带轮转速逐渐上升至 60 rpm,摩擦系数缓慢增大且有小幅的波动,当转速稳定后,摩擦系数在某一值附近波动。

3) 测量了张紧力为 100~600 N 时摩擦系数的变化曲线,随着张紧力的增加,多楔带摩擦系数逐渐增加,增幅越来越小。

基金项目

本研究由吉林省长春市科技项目《汽车多楔带噪声特性与多轮传动优化设计方法研究(18DY031)》资助;教育部春晖计划:2018JB301L08 直齿汽车同步带传动啮合冲击噪声研究分析;吉林省教育厅:汽车同步带传动噪声分析与试验研究(JJKH20180942KJ);吉林省发改委产业创新专项:20190103016 汽车多楔带横向振动噪声研究分析。

参考文献

- [1] 李占国,杨许刚.多楔带横向非线性振动的理论计算和实验研究[J].长春大学学报,2017,27(12):1-3.
- [2] Čepón, C., Manin, L. and Boltežar, M. (2010) Experimental Identification of the Contact Parameters between a V-Ribbed Belt and a Pulley. *Mechanism & Machine Theory*, **45**, 1424-1433.
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2010.05.006>
- [3] 上官文斌,曾祥坤.多楔带动态特性及带-轮间摩擦系数的测试分析[J].振动,测试与诊断,2013,33(4):588-596.
- [4] 上官文斌,杨嘉威,冯骁.单根多楔带附件驱动系统中各带段横向振动固有频率计算方法的研究[J].工程力学,2014,31(21):193-199.
- [5] 上官文斌,王红云,张智.多楔带传动系统振动建模及带段横向振动控制的研究[J].振动工程学报,2009,22(3):250-255.
- [6] 李占国,陈乃熙,史尧臣.PL型多楔带横向振动规律试验研究[J].长春大学学报,2016,26(12):1-4.

知网检索的两种方式：

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择：[ISSN]，输入期刊 ISSN：2325-498X，即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入，输入文章标题，即可查询

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：ijm@hanspub.org