

文章编号:1000-582X(2010)01-0025-06

# 摩托车无级变速器调速特性分析

胡明辉, 孙冬野, 李 军

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘 要:**针对雪橇摩托车 V 型橡胶带无级自动变速器起步打滑和调速困难的问题,通过对主动带轮的轴向受力仿真分析,发现了导致打滑现象出现的主要原因;采用双象限调速蹄块新结构,分析了双象限调速蹄块的调速特性。分析结果表明:双象限调速蹄块不仅可以有效地解决 V 型橡胶带无级自动变速器起步打滑的问题,提高无级变速系统的传动效率,同时也能较好地改善雪橇摩托车无级变速传动系统的调速特性。

**关键词:**摩托车;无级变速传动;速比;调速机构;调速特性

中图分类号:TH132

文献标志码:A

## Speed characteristic analysis of continuously variable transmission for motorcycles

HU Ming-hui, SUN Dong-ye, LI Jun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** To solve the problems of V-belt's slippage during starting phase and the difficulty of the ratio change of snowmobile's rubber V-belt clutch system, the main reason of the V-belt's slippage is found based on the axial force analysis of the primary clutch. Then the speed characteristic of the continuously variable transmission with dual quadrant flyweight is analyzed. The results show that the dual quadrant flyweight not only solves the problem of the V-belt's slippage during starting phase effectively, but also increases the transmission efficiency of the clutch system, and improves the characteristic of ratio change of the snowmobile's rubber V-belt clutch system.

**Key words:** motorcycles; continuously variable transmission; ratio; ratio change flywheel; speed characteristic

V 型橡胶带式无级自动变速器具有结构简单、操作方便、变速平稳、速比范围宽、重量轻、造价低廉及易于维护等优点<sup>[1-2]</sup>,被广泛应用于踏板摩托车、沙滩车、雪橇车和清扫车等小排量机动车辆的变速传动系统<sup>[3]</sup>。目前,国内摩托车生产厂家对无级自动变速器的研制开发,主要是在引进样机的基础上进行仿造,对其设计理论和调控方法的研究,调控系

统结构参数对踏板摩托车性能的影响的研究几近空白<sup>[4-5]</sup>,从而使其生产的摩托车产品的性能不能得到充分地发挥,导致与日本、欧洲等国的先进摩托车生产厂家的产品之间存在较大的差距<sup>[6]</sup>。

笔者针对摩托车 V 型橡胶带式无级自动变速器起步打滑和调速困难的问题,通过对传动系统主动带轮的受力分析和调速过程的仿真分析,找出了

收稿日期:2009-08-06

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50475066);天津市应用基础及前沿技术研究项目(09JCYBJCO4800)

作者简介:胡明辉(1975-),男,重庆大学讲师,博士,主要从事车辆动力传动与控制方向的研究。

问题产生的主要原因:在变速的初始阶段,调速蹄块不能产生足够的轴向力来防止传动带在主动带轮上打滑,从而引起车辆起步困难,无级变速器丧失调速能力。针对这一问题,笔者采用双象限调速蹄块新结构,利用其可实现调速蹄块在合适的位置给传动带施加所需轴向力的特性,很好地解决了这一问题,使车辆能够顺利起步,并使无级变速器具有良好的调速特性。

## 1 调速机构存在的主要问题

### 1.1 调速机构工作原理

摩托车 V 型橡胶带式无级自动变速器主要由 3 个功能部件组成:主动带轮、V 型橡胶带及从动带轮等。通过适当调整这 3 部分的相互作用,使摩托车无级变速传动系统完成无级变速传动机构的基本功能。主动带轮安装在曲轴上,由固定轮盘、移动轮盘、调速蹄块、回位弹簧、三角架、压盘和滚子等组成,结构如图 1 所示。

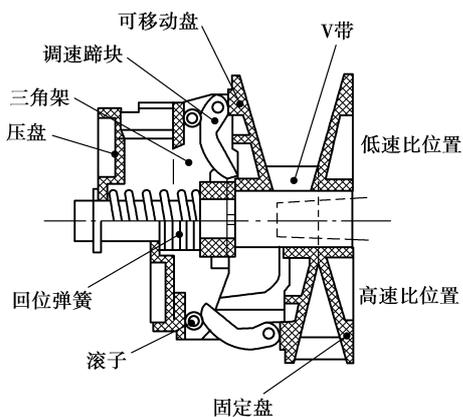


图 1 主动带轮的结构图

其工作原理是将调速蹄块随曲轴旋转产生的离心力,通过滚子转换为作用于移动轮盘上的轴向力,实现对整个传动系统速比的调节<sup>[7]</sup>。在其设计过程中,主要确定的参数包括:调速机构(调速蹄块)质量、质心位置、回位弹簧预紧力及刚度等,最主要的还是要确定调速蹄块的工作曲面参数。但是摩托车无级变速传动系统主动带轮调速机构中调速蹄块的曲面一直是调速机构设计的难点,被设计人员称之为“魔法”(Black Art)<sup>[8]</sup>。笔者给出了调速蹄块曲面设计流程简图,如图 2 所示。

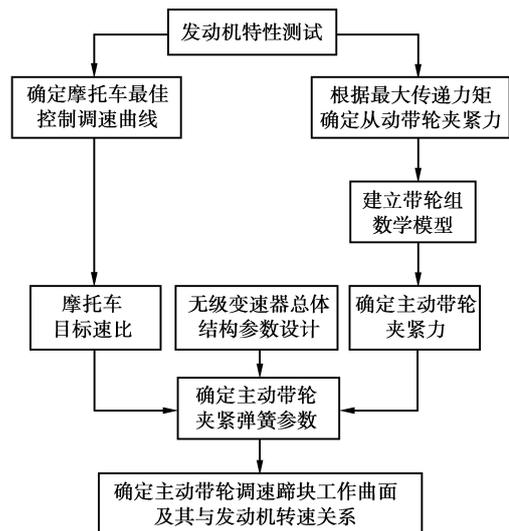


图 2 调速蹄块工作曲面设计流程简图

### 1.2 存在的主要问题

摩托车无级变速传动系统是靠摩擦力工作的,传动带与带轮的工作面之间必须压紧,而压紧力由加压装置提供,即随着调速蹄块位置和弹簧压缩程度的不同,压紧力将有不同。

摩托车无级变速传动系统的最大传动效率,是在带轮获得恰好能防止传动带打滑的轴向力的情况下获得的<sup>[9-10]</sup>。目前世界上主要的大排量摩托车制造商,所采用的无级变速传动系统的主动带轮均会产生远大于需求的轴向力,虽然经过变速器自身的减力过程,降低了传递到 V 带上的轴向力,但由于变速器自身结构设计的局限,即在离心力方程式中,调速蹄块的质量是固定不变的,离心力的大小仅取决于调速蹄块质心绕曲轴中心的旋转半径和曲轴的转速,调速蹄块绕曲轴中心旋转的半径随速比减小而增大,但是主动带轮所需的轴向力却随速比的减小而减小<sup>[11]</sup>,这样就造成系统在高速比时为了不使传动带被过度拉伸,必须要相应减小调速蹄块的质量,从而造成在低速比时,调速蹄块不能提供足够的轴向力来防止传动带的打滑。

图 3 是某款雪橇车无级自动变速传动系统主动带轮在节气门全开时,变速过程中调速蹄块作用在带轮上的轴向力以及带轮安全传递转矩所需轴向力的范围示意图。从图 3 中可以看出:在高速比的位置,调速机构能够提供足够的轴向力来防止传动带打滑;但在变速初始,即在低速比的位置上轴向力存在明显的不足,其结果必然会使得传动带在变速过程中产生打滑的现象,而传动带在低速比时打滑又是整个传动系统传动效率不高和起步困难的最主要

原因,这样变速器在低速比时就不能够把足够的功率传递到车轮或者履带上,甚至不能使车辆正常起步。引起这一问题的因素很多,但是最主要的因素是在低速比时,传动带和带轮之间的接触弧段过小,导致传动带所受轴向力不足<sup>[12]</sup>。

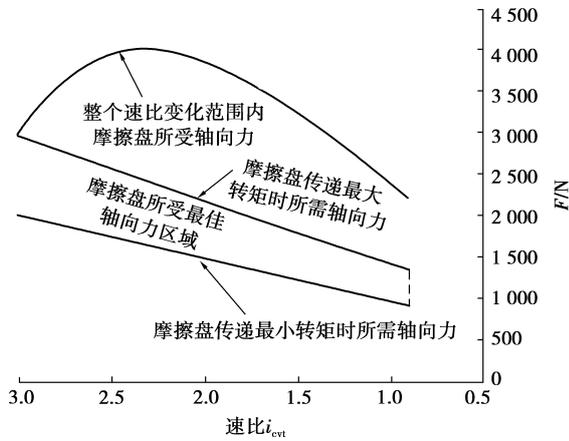


图 3 调速蹄块作用在主动带轮的轴向力

## 2 调速机构对主动带轮的轴向作用力

摩托车无级变速传动系统主动带轮上的转速感应离心调节机构的设计,是在力的平衡关系分析基础上进行的,包括径向力和轴向力的平衡关系分析<sup>[13]</sup>。通过受力平衡分析可以求出在给定的速比和输入转矩的情况下,实现匹配策略所设定的目标转速(发动机或主动带轮)与调速蹄块结构参数和质心位置的关系式,进而算出离心式转速感应调控机构的相应参数。通过对整个速比范围和各种输入转矩的计算,最终获得调控机构的结构参数。

主动带轮轴向控制力是由调速蹄块和滚子相互作用产生的,再通过移动轮盘作用在传动带来保持传动带的张紧力。因而,调速蹄块的受力是其受力分析的关键所在。图 4 是以调速蹄块为隔离体进行的受力分析示意图。

为使传动带获得安全传递转矩所需的轴向力,针对主动带轮要进行如下分析计算<sup>[14]</sup>:

- 1) 调速蹄块随曲轴旋转产生的离心力;
- 2) 销钉与滚子之间的力平衡;
- 3) 调速蹄块和滚子之间的力传递关系;
- 4) 回位弹簧的作用力。

### 2.1 调速蹄块产生的离心力

调速蹄块最基本的作用是产生离心力。调速蹄块产生的离心力为

$$F_w = m \frac{D_w}{2} \left( \frac{\pi n_1}{30} \right)^2, \quad (1)$$

式中: $m$  为调速蹄块的总质量; $D_w/2$  为调速蹄块质

心绕曲轴中心旋转半径; $n_1$  为曲轴(发动机)转速。

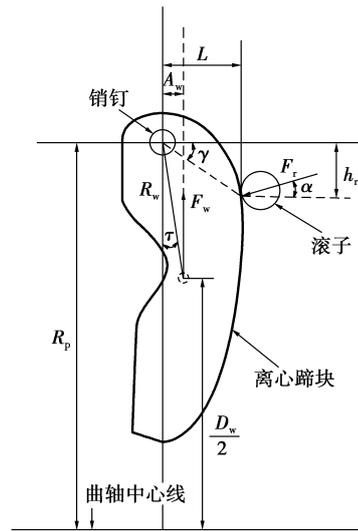


图 4 调速蹄块受力分析图

随着发动机转速的上升,调速蹄块绕固定销钉向外绕转,其绕曲轴中心的旋转半径是持续变化的。离心力都是通过调速蹄块的质心得到的,这是目前所用的变速器设计其中的一个不足,因为调速蹄块的质心只能以固定的尺寸  $R_w$  绕固定销钉旋转,调速蹄块的旋转半径随之变化。随着调速蹄块的旋转,其质心绕曲轴中心的旋转半径是不断增加的,从而使得调速蹄块产生的离心力也在不断增大。

### 2.2 主动带轮的减力过程

通过对离心力的计算,发现调速蹄块能产生远大于需求的离心力,因此产生过大的轴向力必然会使传动带过度拉伸而遭到破坏。目前世界上主要的大排量摩托车制造商所采用的无级变速传动系统主动带轮均会出现这种情况。为了解决这一问题,要求变速器的主动带轮自身要有减力的过程。减力过程会把大部分的离心力传递到变速器壳体上,而不是传递到传动带上。减力过程可划分为以下 3 个独立步骤。

#### 2.2.1 销钉与滚子之间的力平衡

调速蹄块之所以要产生远大于需求的离心力(而实际需求只是其中很小一部分),是因为变速器在变速过程中,在有些速比区段不能提供足够的轴向力来防止传动带的打滑。摩托车无级变速器的设计,要求在传动带的打滑和拉伸上做到平衡。

销钉和滚子之间的力平衡决定了作用在销钉和滚子上的离心力。从图 3 中可以看出,销钉和滚子共同作用,能防止调速蹄块飞出变速器壳体。在速比减小的过程中,在水平方向上,调速蹄块的质心靠

向滚子,远离销钉,即  $A_w$  逐渐增大。调速蹄块质心从销钉向滚子运动的过程中,依据  $A_w$  和  $L$  的不同,改变从固定销钉到滚子上产生的力。固定销钉与滚子之间的力平衡是通过调速蹄块实现的,故可以转化为调速蹄块的力矩平衡关系式

$$T_w - T_r = 0, \quad (2)$$

$$T_w = F_w \cdot A_w, \quad (3)$$

$$T_r = F_r \cdot \sin \alpha \cdot L + F_r \cdot \cos \alpha \cdot L \cdot \tan \gamma, \quad (4)$$

$$\tan \gamma = \frac{h_r}{L}. \quad (5)$$

式中:  $T_w$  为调速蹄块对销钉的力矩;  $A_w$  为调速蹄块对销钉的力臂;  $T_r$  为滚子对销钉的力矩;  $F_r$  为滚子对调速蹄块的反作用力;  $L$  为滚子对销钉的力臂;  $\alpha$  为滚子与调速蹄块的力传递角。

随着速比的减小,调速蹄块的质心向滚子靠近,这样就会使得更多的离心力通过滚子转换为作用在传动带上的轴向力。

### 2.2.2 调速蹄块与滚子之间的力传递

调速蹄块与滚子之间的力传递是指力从调速蹄块向滚子的传递。这一过程与销钉和滚子之间的力平衡并不相同,因为该过程要考虑调速蹄块自身的工作曲面,力传递就发生在调速蹄块曲面的径向上。调速蹄块的曲面是变速器调节过程中非常重要的因素,因为它不仅决定着变速器速比变化率,同时也决定着调速蹄块和滚子之间传递力的大小。

调速蹄块和滚子之间传递的力  $F_r$  沿着调速蹄块曲面的法线方向。最优的力传递角为  $90^\circ$ ,如果调速蹄块在整个变速过程中能以  $90^\circ$  的角度推动滚子,那么销钉和滚子之间的力平衡与调速蹄块和滚子之间的力传递就是等效的。但是实际中却不能得到这一最优的结果,由于变速器自身设计的局限,在整个变速过程中,调速蹄块是绕销钉以固定的半径旋转,与滚子相互作用后沿着轴向移动的,这样就不能保证在每个速比点力传递角都是  $90^\circ$ 。

调速蹄块传递给滚子的轴向力为

$$F'_a = F_r \cdot \cos \alpha. \quad (6)$$

为了得到合适的轴向力,需要对调速蹄块的曲面形状进行设计,以得到合适的力传递角。从调速蹄块和滚子之间的相互作用可以看出:在低速比位置,调速蹄块和滚子的力传递角  $\alpha$  非常小,随着速比的减小,力传递角  $\alpha$  在不断增大。通过计算对比,在低速比的位置,在力平衡的过程中更多的离心力被消减,而在力传递的过程中,情况相反。

### 2.2.3 回位弹簧力

回位弹簧的作用是在发动机发出足够的功率使

车辆启动之前,阻止移动轮盘压向传动带。回位弹簧具有一定的预压力和刚度,其力表达式为

$$F_{s1} = F_{s1l} + K_1 \cdot (L - L_0), \quad (7)$$

式中:  $F_{s1l}$  为回位弹簧预压力;  $K_1$  为回位弹簧刚度。

通过以上的减力过程,大部分的离心力会被消减,调速蹄块最后作用在传动带上的轴向力为

$$F_a = F'_a - F_{s1} = F_r \cdot \cos \alpha - F_{s1l} - K_1 \cdot (L - L_0). \quad (8)$$

## 3 调速机构的改进设计

仅仅增加调速蹄块的质量,或者减小回位弹簧的预紧力和刚度,虽然能够提高低速比时带轮所受的轴向力,但从式(8)可知,这 2 种方法将会使整个变速过程带轮所受的轴向力都增大,在高速比时,会使传动带受到的轴向力过大而过度拉伸,引起传动带传递效率的降低,并降低传动带的使用寿命。如果针对传动带和带轮之间接触弧段过小的问题而增大两者之间的接触弧段,又会丧失变速器在速比变化范围上的优势<sup>[15]</sup>。

如果能解决目前大排量摩托车上的无级变速传动系统主动带轮在变速初始阶段打滑的现象,同时又能够使高速比时传动带不过度拉伸,就能够得到更优的传动效率。笔者通过对调速蹄块的受力分析和模型仿真计算,在找出引起传动带打滑关键原因的基础上,建立了解决这一问题的双象限调速蹄块设计方法,如图 5 所示。

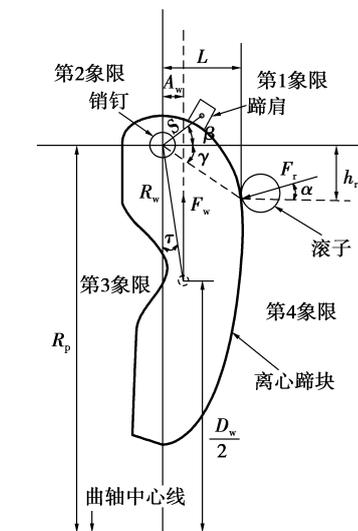


图 5 双象限调速蹄块受力分析图

双象限调速蹄块能很好地解决这一问题,双象限调速蹄块技术可实现调速蹄块在合适的位置给传动带施加所需的轴向力。蹄肩在整个变速过程中,

其质心只在第 1 象限绕销钉转动,而调速蹄块的质心只在第 4 象限绕销钉转动。在整个速比变化过程中,由于蹄肩的质心始终在滚子中心的上方,所以,在速比变化过程中,不同于调速蹄块对滚子起到的推力作用,蹄肩对滚子相当于起到一个拉力的作用。蹄肩相当于一个杠杆,它的质量以及所起的杠杆作用在变速的初始阶段能够给传动带施加很大的轴向力;在速比减小的过程中,蹄肩对销钉的作用力臂是逐渐减小的,在高速比时,它对系统的影响降低到很小,以致可以忽略不计。

加上蹄肩之后,调速蹄块所受力矩平衡方程式变为

$$T_w + T_s - T_r = 0, \quad (9)$$

$$T_s = F_s \cdot S \cdot \cos \beta, \quad (10)$$

式中: $T_s$  为蹄肩对销钉的力矩; $F_s$  为蹄肩随曲轴中心旋转产生离心力; $S$  为蹄肩质心与固定销钉质心的距离。

图 6 是应用双象限调速蹄块的无级变速传动系统在变速过程中,双象限调速蹄块作用在带轮上的轴向力以及带轮安全传递转矩所需轴向力的范围示意图。与图 3 的对比可以发现:双象限调速蹄块在不增加高速比带轮所受轴向力的情况下,可有效地提高带轮在低速比时所受的轴向力。

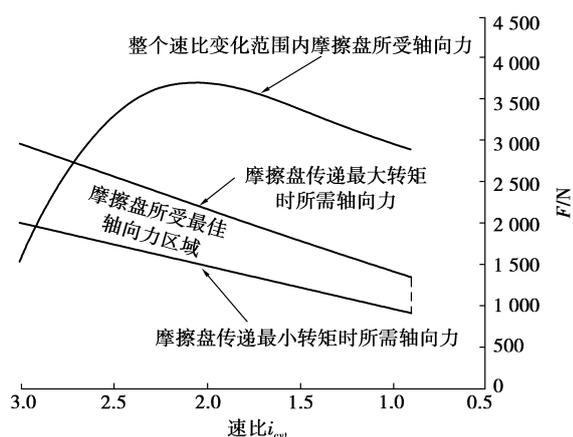


图 6 双象限调速蹄块作用在主动带轮的轴向力

双象限调速蹄块技术,不仅解决了变速初始阶段传动带打滑的问题,而且在低速比时,还能够为车辆提供更好的换挡力,因为换挡力和轴向力是通过带轮的楔角联系在一起的,所以在提高低速比传动带所受轴向力的同时,也能够提高传动带所受的换挡力,从而获得更好的加速性能。

## 4 结 语

通过对传动系统主动带轮的受力和调速过

程的仿真分析,发现雪橇摩托车起步打滑和调速困难的主要原因是由无级自动变速传动系统自身设计局限所导致;为了满足高速比时主动带轮所需的轴向力而减小了调速蹄块的质量,从而使主动带轮在车辆起步阶段不能够获得足够的轴向力来防止传动带在主动带轮区段发生打滑。

针对问题存在的根源,采用了双象限调速蹄块结构。通过仿真分析可知:双象限调速蹄块不仅能够在变速初始提供足够的轴向力来防止传动带打滑;同时,还能在低速比时为车辆提供更加理想的换挡力,从而使摩托车无级变速器具有更好的调速特性。

## 参考文献:

- [1] CARBONE G, MANGIALARDI L, BONSEN B, et al. CVT dynamics: theory and experiments [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(4): 409-428.
- [2] SHEU K B, HSU T H. Design and implementation of a novel hybrid-electric-motorcycle transmission [J]. Applied Energy, 2006, 83(9): 959-974.
- [3] MARTTYKHIN M Y. Dependence of reduction ratio of V-belt variable-speed drive on the loading degree and friction forces in its mobile joints[J]. Avtomobil'naya Promyshlennost, 2005(7): 16-19.
- [4] 任大鹏, 秦伟. 摩托车 V 型皮带式无级变速器的力学分析[J]. 机械传动, 2005, 29(2): 21-24.  
REN DA-PENG, QIN WEI. Force analysis of V-belt type CVT on motorcycle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2005, 29(2): 21-24.
- [5] 胡晓, 何玉林, 邓海平, 等. 基于摩托车总体设计的一种推理方法[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2006, 29(2): 19-22.  
HU XIAO, HE YU-LIN, DENG HAI-PING, et al. Reasoning method based on motorcycle Design [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2006, 29(2): 19-22.
- [6] HAWORTH N, NIELSON A. Motor scooters and mopeds: are increasing sales translating into increasing crashes? [J]. Transportation Research Record: Journal of Transportation Search Board, 2008(2074): 69-76.
- [7] KLASSEN T W G L, BONSEN B, VAN DE MEERAKKER K G O, et al. The impact CVT: modeling, simulation and experiments [J]. International Journal of Modeling, Identification and Control, 2008, 3(3): 286-296.
- [8] SHEU K B, HSU T H. Design and implementation of a novel hybrid-electric-motorcycle transmission [J]. Applied Energy, 2006, 83(9): 959-974.
- [9] KONG L Y, PARKER R G. Mechanics and sliding friction in belt drives with pulley grooves [J]. Journal

- of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2006, 128(2): 494-502.
- [10] PELLICANO F, FREGLIANT A, BERTUZZI F, et al. Primary and parametric non-linear resonances of power transmission belt: experimental and theoretical analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 244(4): 669-684.
- [11] FERRANDO F, MARTIN F, RIBA C. Axial force test and modeling of the V-belt continuously variable transmission for mopeds [J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1996, 118(2): 266-273.
- [12] COSSALTER V, LOT R, PERETTO M. Steady turning of motorcycles [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007, 221(11): 1343-1356.
- [13] SRIVASTAVA N, HAQUE I. Transient dynamics of metal V-belt CVT: effects of band pack slip and friction characteristic [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(4): 459-479.
- [14] CARBONE G, MANGIALARDI L, MANTRIOTA G. The influence of pulley deformations on the shifting mechanism of metal belt CVT [J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2005, 127(1): 103-113.
- [15] SHARP R S. Optimal preview speed-tracking control for motorcycles [J]. Multibody System Dynamics, 2007, 18(3): 397-411.

(编辑 张 莘)

~~~~~

(上接第 18 页)

- [5] CHAARI F, BACCAR W, ABBES M S, et al. Effect of spalling or tooth breakage on gearmesh stiffness and dynamic response of a one-stage spur gear transmission[J]. European Journal of Mechanics -A/Solids, 2008, 27(4): 691-705.
- [6] 陆波, 朱才朝, 宋朝省, 等. 大功率船用齿轮箱耦合非线性动态特性分析及噪声预估[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 76-80.
- LU BO, ZHU CAI-CHAO, SONG CHAO-SHENG, et al. Coupled nonlinear dynamic characteristics analysis and noise predestination of a large burden marine gearbox[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 76-80.
- [6] 林江, 楼建勇. 斜齿圆柱齿轮传动系统动力学模型及动态特性试验研究[J]. 机械工程学报, 2003, 37(7): 29-33.
- LIN JIANG, LOU JIAN YONG. Study on dynamic models and behavior of power transmission helical gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 37(7): 29-33.
- [7] LUO A C J. Past, current and future on nonlinear dynamics and noise origins of non-smooth gear transmission dynamic systems [C] // 2005 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, June 6-8, 2005, Las Vegas, USA. [S.l.]: IEEE, 2005: 674-681.
- [8] 孙月海, 张策, 潘凤章, 等. 直齿圆柱齿轮传动系统振动的动力学模型[J]. 机械工程学报, 2000, 36(8): 47-50.
- SUN YUE-HAI, ZHANG CE, PAN FENG-ZHANG, et al. Dynamic model of a spur gear transmission system vibration [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(8): 47-50.
- [9] 朱才朝, 黄泽好, 唐倩, 等. 风力发电齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(8): 203-207.
- ZHU CAI-CHAO, HUANG ZE-HAO, TANG QIAN, et al. Analysis of nonlinear coupling dynamic characteristics of gearbox system about wind-driven generator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(8): 203-207.
- [10] 孙智民, 沈允文, 王三民, 等. 星型齿轮传动系统的非线性动力学分析[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(2): 222-226.
- SUN ZHI-MIN, SHEN YUN-WEN, WANG SAN-MIN, et al. On nonlinear dynamic behavior of star gear system due to clearances [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2002, 20(2): 222-226.
- [11] PAREY A, TANDON N. Dynamic modeling of spur gear pair and application of empirical mode decomposition-based statistical analysis for early detection of localized tooth defect [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 294(3): 547-561.
- [12] ERITENEL T, PARKER R G. Modal properties of three-dimensional helical planetary gears [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1/2): 397-420.
- [13] WALHA L, FAKHFAKH T, HADDAR M. Nonlinear dynamics of a two-stage gear system with mesh stiffness fluctuation, bearing flexibility and backlash [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 1058-1069.

(编辑 张 莘)