

# 附件驱动系统中自动张紧器的动态特性实测与建模分析

曾祥坤<sup>1</sup>, 王红云<sup>1</sup>, 刘建荣<sup>2</sup>

(1. 广东技术师范学院 汽车学院, 广州 510665; 2. 华南理工大学 土木与交通学院, 广州 510641)

**摘要:** 介绍了发动机前端附件驱动(Front End Accessory Drive, FEAD)系统中自动张紧器动态特性的实验测试方法和评价参数。测试和分析了预载扭矩、激振频率和激振振幅对张紧器动刚度和滞后角的影响。基于张紧器的预载扭矩、弹簧刚度、阻尼系数和张紧臂转动惯量四个参数,建立了表征张紧器扭矩-角位移关系的迟滞回线模型;采用最小二乘法方法识别出张紧器迟滞回线模型的模型参数。对比张紧器动态特性的实测值和计算值,结果表明张紧器迟滞回线模型的建模方法是正确性。由张紧器扭矩-角位移关系曲线换算出张紧器的动刚度和等效粘性阻尼,建立了FEAD系统中张紧臂的旋转振动方程。FEAD系统旋转振动响应幅值的计算值和实验值吻合较好,这说明表征张紧器扭矩-角位移关系的迟滞回线模型,能为FEAD系统旋转振动的计算提供模型参考。

**关键词:** 附件驱动系统;自动张紧器;动态特性;实验方法;迟滞回线模型

中图分类号: TH132.3; TK423.42

文献标志码: A

DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2014.18.025

## Tests for dynamic characteristic of an automatic tensioner in an accessory drive system and its modeling

ZENG Xiang-kun<sup>1</sup>, WANG Hong-yun<sup>1</sup>, LIU Jian-rong<sup>2</sup>

(1. School of Automotive Engineering, Guangdong Polytechnic Normal College, Guangzhou 510665, China;

2. School of Civil Engineering and Transportation, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

**Abstract:** Test methods and parameters assessment for the dynamic performances of an automatic tensioner in an engine front end accessory drive (FEAD) system were investigated. The dynamic performances of the tensioner included dynamic stiffness and loss angle. The influences of pre-torque, excitation amplitude and excitation frequency on the dynamic characteristics of the tensioner were measured and analyzed. Considering the pre-torque, the spring stiffness and damping coefficient of the tensioner, and the moment of inertia for the tensioner arm, a hysteresis model used for the relation between the torque and angular displacement of the tensioner was built. Parameters of the model were identified with the least-square method. The dynamical properties of the tensioner were calculated and compared with the test data, the correctness of the presented hysteresis model was validated. Moreover, the equation of rotational vibration for the tensioner arm in a FEAD system was established. In the equation, the dynamic stiffness and equivalent damping of the tensioner were calculated based on the hysteresis model of the tensioner. Then, the rotational vibration responses of the FEAD system were calculated and compared with the test data, they agreed well each other. The results showed that the hysteresis model of the tensioner can provide a reference model for rotation vibration calculation of a FEAD system.

**Key words:** accessory drive system; automatic tensioner; dynamical characteristic; test method; hysteresis model

自动张紧器是汽车发动机前端附件驱动(Front End Accessory Drive, FEAD)系统的重要零部件之一,由张紧臂、张紧轮、弹簧和阻尼元件组成。自动张紧器具有减小张紧轮两侧带段张力波动、减小带段横向振动位移的作用<sup>[1]</sup>。因此,张紧器对FEAD系统旋转振动

响应,即轮和张紧臂的角位移波动的影响逐渐引起国内外研究学者们的重视。

Kraver等<sup>[2]</sup>采用复模态分析法,研究张紧器弹簧刚度和干摩擦阻尼对多楔带附件驱动系统动态特性的影响。Zhu等<sup>[3]</sup>采用谐波平衡法研究分析了张紧器的干摩擦阻尼对系统振动的影响,以及库伦扭矩对带段张力波动的影响。上官文斌等<sup>[4]</sup>基于典型三轮-带梁耦合模型,研究了张紧器设计参数,包括张紧臂长度、张紧器弹簧刚度和初始安装角对各带段横向振动位移

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51305085);广东技术师范学院重点(扶持)学科建设经费资助

收稿日期: 2013-09-23 修改稿收到日期:2014-03-27

第一作者 曾祥坤 男,博士,讲师,1984年11月生

的影响;并以带段的最大横向位移最小为目标,通过优化张紧器设计参数,实现对带段横向振动的控制。

以上文献中采用动刚度和等效粘性系数来表征张紧器的动态性能参数,对 FEAD 系统的动态特性进行计算分析。实验研究表明,张紧器是一个强非线性元件;张紧器中弹性-阻尼元件所表征的扭矩-角位移的关系曲线为迟滞回线<sup>[5]</sup>。根据张紧器的迟滞回线模型,我们可计算出表征张紧器动态性能参数的动刚度和等效粘性系数。迟滞回线的形状与激振振幅和激振频率有关,这表明张紧器动态性能参数与激振振幅和激振频率也有关。因此,国外研究学者们逐渐开展建立准确的张紧器动态特性迟滞回线模型的研究。

Michon 等<sup>[5]</sup>采用一阶微分方程的形式,建立了张紧器动态特性的迟滞回线模型。Bastien 等<sup>[6]</sup>基于质量模型和道尔模型,建立了表征张紧器动态特性的修正道尔-质量模型。但 Michon 和 Bastien 等建立的张紧器动态特性迟滞回线模型中,模型参数的物理意义不明确;所建立的模型仅限于表征激振振幅和激振频率一定时,张紧器的扭矩-角位移关系。ZHAO 等<sup>[7]</sup>考虑预载扭矩、弹簧刚度、库仑摩擦力、粘性阻尼和张紧臂转动惯量等参数对张紧器扭矩的影响,采用最小二乘方法识别出由六个参数来表征张紧器动态特性的迟滞回线模型。Zhao 等建立的张紧器迟滞回线模型中,模型参数的物理意义明确,但他们所建立的模型也仅限于表征激振振幅和激振频率一定时张紧器的扭矩-角位移关系。

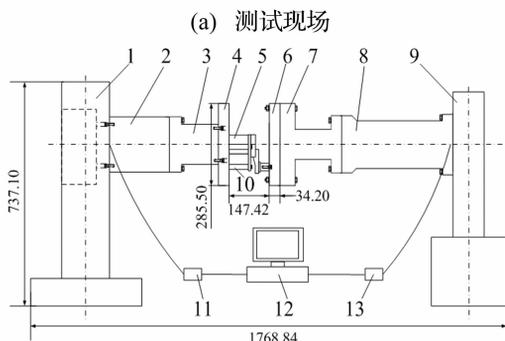
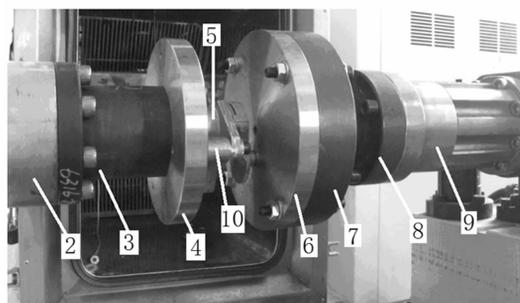
文中介绍了自动张紧器动态特性的实测方法,以及张紧器动态特性的评价参数,即动刚度和滞后角。实验测试了张紧器的动态特性,分析了预载扭矩、激振频率和激振振幅对张紧器动态特性的影响。基于预载扭矩、弹簧刚度、阻尼系数和张紧臂转动惯量四个参数,建立了张紧器扭矩-角位移的迟滞回线模型;采用最小二乘方法识别出张紧器迟滞回线模型的模型参数。由张紧器扭矩-角位移关系曲线换算出张紧器的动刚度和等效粘性阻尼,计算了 FEAD 系统旋转振动响应。相对于张紧器动态特性的其它建模方法,文中的建模方法更简单,参数物理意义更明确。

## 1 张紧器动态特性实测分析

### 1.1 实验装置与测试方法

张紧器的动态特性实验是在日本鹭宫扭振试验台上进行的,实验装置见图 1。由图 1(b)可见,张紧器的一端通过两螺栓固定在法兰 I 上,且张紧臂的旋转中心与法兰 I 的旋转中心共一轴线;法兰 I 装夹在试验台固定端。张紧器的另一端用一螺栓与法兰 II 相连,法兰 II 固定在试验台激励端。

张紧器动态特性测试前,首先给张紧器施加一定的预载扭矩,并记录预载扭矩为  $Q_0$  及角位移  $\theta_0$ ;然后施加角位移激励,  $\theta(t) = \theta_m \sin(\omega t)$ 。测试过程中,由计算机数据处理系统记录激励端的角位移信号和固定端的扭矩力信号,并基于传递函数方法,计算出张紧器在一定激振频率和激振振幅下的动刚度  $K_d$  和滞后角  $\varphi$ <sup>[8]</sup>。



(b) 实验装置结构示意图

1-支架 I, 2-固定端, 3-连接件 I, 4-法兰 I, 5-张紧器, 6-法兰 II, 7-连接件 II, 8-激励端, 9-支架 II, 10-套筒, 11-力传感器, 12-数采系统, 13-角位移传感器

图 1 张紧器动态特性实验装置

Fig. 1 Experimental setup for measuring the dynamic characteristics for a tensioner

## 1.2 实验结果与分析

### 1.2.1 激振频率对张紧器动态特性的影响

激振振幅为  $0.5^\circ$ , 预载角位移分别为  $15^\circ$  和  $17^\circ$  时,张紧器动态特性见图 2。

由图 2 可见,张紧器的动刚度随激振频率的增大而增大,而滞后角却随激振频率的增大而减小;激振频率和激振振幅相同的情况下,张紧器的动刚度和滞后角均随预载角位移的增加而略有减小。

### 1.2.2 激振振幅对张紧器动态特性的影响

预载角位移( $15^\circ$ )和激振频率(30 Hz)一定时,不同激振振幅( $0.5^\circ$ 、 $1^\circ$ 、 $1.5^\circ$ 和 $2^\circ$ )下的张紧器动态特性见图 3。实测结果表明,在预载角位移和激振频率一定时,激振振幅增加,张紧器动刚度减小、滞后角增大。

## 2 张紧器动态特性建模与模型验证

### 2.1 张紧器扭矩-角位移的关系曲线

鹭宫扭转振动测试仪只能记录张紧器的预载角位

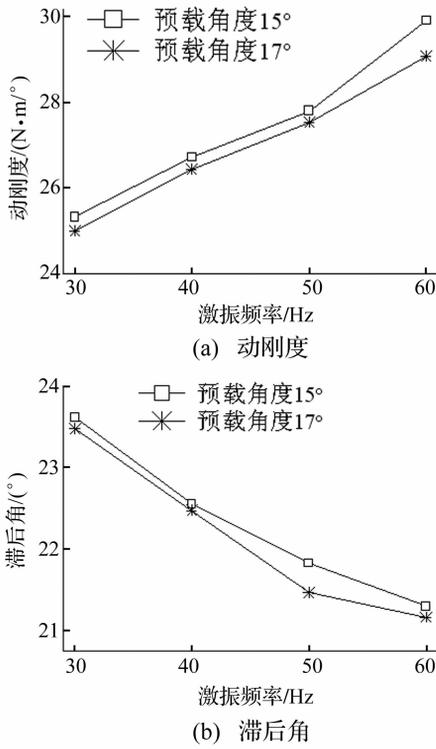


图 2 张紧器的动态特性( $\theta_m = 0.5^\circ$ )

Fig. 2 Dynamic characteristic of tensioner with certain excitation amplitude of  $0.5^\circ$

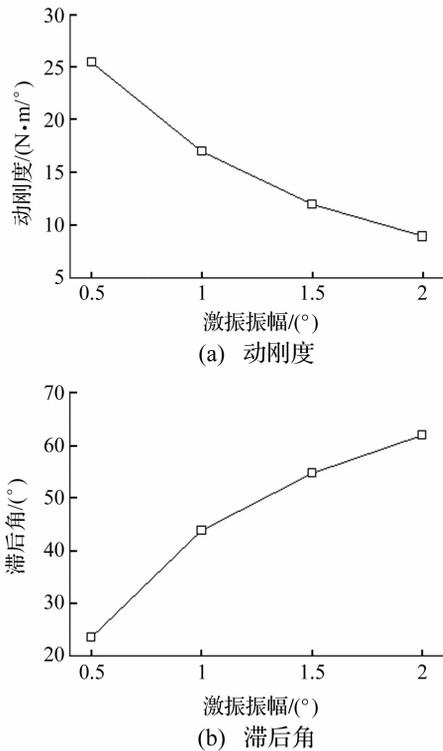


图 3 张紧器动态特性( $f = 30 \text{ Hz}$ )

Fig. 3 Dynamic characteristic of tensioner with certain excitation frequency of  $30 \text{ Hz}$

移  $\theta_0$ 、预载扭矩  $Q$ 、动刚度  $K_d$  和滞后角  $\varphi$  等数据。因此,要建立张紧器扭矩随角度变化的动态特性数学模型,需要对实测数据进行处理。

假设预载角位移为  $\theta_0$ 、激振振幅和激振圆频率分别为  $\theta_m$  和  $\omega$  时,实验得到张紧器的预载扭矩、动刚度和滞后角分别为  $Q_0$ 、 $K_d$  和  $\varphi$ 。将张紧臂转角  $\theta$  和扭矩  $T$  分别写成时间的函数<sup>[8]</sup>

$$\theta(t) = \theta_0 + \theta_m \sin(\omega t) \quad (1)$$

$$T(t) = K_d \cdot \theta_m \sin(\omega t + \varphi) + Q_0 \quad (2)$$

### 2.2 迟滞回线模型的建立

张紧器中弹性-阻尼元件所表征的扭矩-角位移的关系曲线为迟滞回线<sup>[5]</sup>。文中考虑预载扭矩、扭转弹簧刚度、阻尼元件和张紧臂转动惯量对张紧器动态特性的影响,将张紧器扭矩-角位移的迟滞回线曲线的上、下两条渐近线  $h_u$ 、 $h_d$  的表达式写成

$$\begin{aligned} h_u &= Q + a(\theta - \theta_0) + b\dot{\theta} + I\ddot{\theta}, \\ h_d &= Q + a(\theta - \theta_0) - b\dot{\theta} + I\ddot{\theta} \end{aligned} \quad (3)$$

其中,  $a$  为表征张紧器弹簧动刚度大小的系数,以下简称刚度系数;  $b$  为表征张紧器阻尼元件的阻尼系数,以下简称阻尼系数;  $\theta$  为张紧器的转角;  $\theta_0$  为张紧器预载角位移;  $I$  为张紧臂绕其支点旋转的转动惯量;  $Q$  为张紧器的预载扭矩,

$$Q = Q_0 + K_s \theta_0 \quad (4)$$

其中,  $Q_0$  为张紧器初始状态下的弹簧预载扭矩,  $K_s$  为张紧器弹簧静刚度。

由式(3)可见,张紧器扭矩-角位移之间存在对时间一阶、二阶导数的复杂关系式。文中为便于张紧器动态特性的理论计算,将对张紧器的扭矩与角位移的关系式进行简化。式(3)中  $\dot{\theta}$  和  $\ddot{\theta}$  表达式可由式(1)计算得到:

$$\begin{aligned} \dot{\theta}(t) &= \pm \omega \sqrt{\theta_m^2 - (\theta - \theta_0)^2}, \\ \ddot{\theta}(t) &= -\omega^2 (\theta - \theta_0) \end{aligned} \quad (5)$$

将式(4)、式(5)代入式(3)中,得到张紧器扭矩-角位移的迟滞回线模型为

$$\begin{aligned} h_u &= Q_0 + K_s \theta_0 + (a - I\omega^2)(\theta - \theta_0) + \\ &\quad b\omega \sqrt{\theta_m^2 - (\theta - \theta_0)^2}, \\ h_d &= Q_0 + K_s \theta_0 + (a - I\omega^2)(\theta - \theta_0) - \\ &\quad b\omega \sqrt{\theta_m^2 - (\theta - \theta_0)^2} \end{aligned} \quad (6)$$

由式(6)得到张紧器扭矩随张紧臂角位移变化的关系曲线示意图见图4。图4中,上、下两条渐近线所构成的迟滞环面积为张紧器在一个循环过程中阻尼元件所耗散的能量。因此,根据图4中张紧器扭矩-角位移的迟滞回线,可计算出张紧器的动刚度和等效粘性阻尼<sup>[8]</sup>

$$K_d = T_0 / \theta_m, C = U / (\pi \cdot \omega \cdot \theta_m^2) \quad (7)$$

其中,  $T_0$  为张紧器扭矩-角位移迟滞回线中最大扭矩与最小扭矩的差;  $C$  为张紧器的等效粘性阻尼;  $U$  为迟滞环的面积。

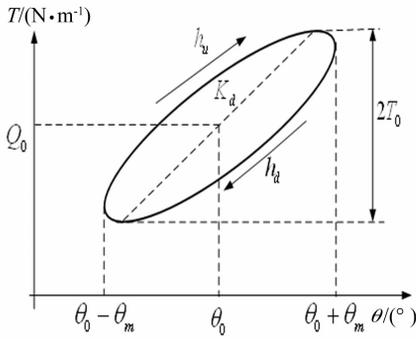


图4 张紧器的扭矩-角位移关系曲线示意图  
Fig. 4 Torque-angular displacement loop of tensioner dynamic characteristics

2.3 模型参数的识别

张紧器预载角位移  $\theta_0$  为  $15^\circ$  时,张紧器初始状态下的弹簧预载扭矩  $Q_0$  为  $25.41 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。张紧器弹簧静刚度  $K_s$  为  $0.1444 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ 。张紧臂绕其支点旋转的转动惯量  $I$  为  $5 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。激振振幅和激振频率不同时,采用最小二乘方法识别出迟滞回线模型的模型参数见表1。

由表1可见,激振振幅一定时,张紧器的刚度系数(a)随着激振频率的增大近似线性增加;激振频率一定时,刚度系数随激振振幅的增加,近似以指数函数的形式衰减。

表1 张紧器动态特性模型参数 ( $\theta_0 = 15^\circ$ )

Tab.1 Dynamic performance parameters of tensioner with pre-load angular displacement of  $\theta_0 = 15^\circ$

工况	模型参数	
	a	b
$\theta_m = 1^\circ$ , 不同激振频率 $f/\text{Hz}$	10	10.341 9
	20	11.793 9
	30	12.386 3
	40	14.102 4
	30	23.372 9
$\theta_m = 0.5^\circ$ , 不同激振频率 $f/\text{Hz}$	40	0.053 8
	40	24.975 7
	50	26.294 0
$f = 30 \text{ Hz}$ , 不同激振振幅 $\theta_m/^\circ$	60	0.028 8
	0.5	23.372 9
	1	12.386 3
	1.5	7.029 2
	2	4.343 0

文中采用指数函数和线性函数组合的函数表征刚度系数与激振振幅和激振频率的关系,

$$a = \xi_1 (1 - e^{-\theta_m/\xi_2}) + \xi_3 f + \xi_4 \quad (8)$$

其中,  $\xi_i (i = 1, 2, \dots, 4)$  为张紧器刚度系数函数的拟合系数。由表1中的实验数据,采用最小二乘方法得到  $\xi_i (i = 1, 2, \dots, 4)$  的值分别为  $-40.7240$ 、 $0.9818$ 、

$0.1725$ 、 $34.0226$ 。

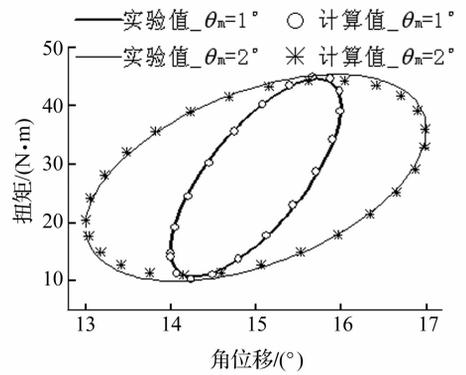
由表1可见,张紧器的阻尼系数随激振频率或激振振幅的增加逐渐减小。文中采用多项式函数表征阻尼系数与激振频率和激振振幅的关系,

$$b = \zeta_1 \theta_m^2 + \zeta_2 \theta_m + \zeta_3 f^2 + \zeta_4 f + \zeta_5 \quad (9)$$

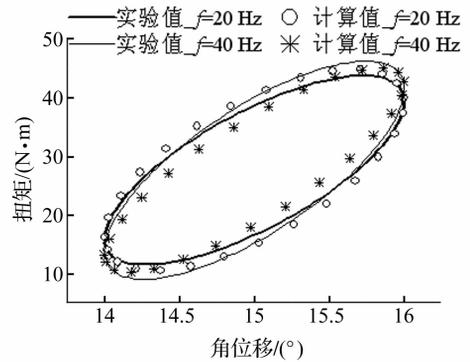
其中,  $\zeta_i (i = 1, 2, \dots, 5)$  为张紧器阻尼系数函数的拟合系数。由表1中的实验数据,采用最小二乘方法得到  $\zeta_i (i = 1, 2, \dots, 5)$  的值分别为  $-0.0179$ 、 $0.0334$ 、 $0.0001$ 、 $-0.0082$ 、 $0.2158$ 。

2.4 模型验证

激振频率为  $30 \text{ Hz}$ 、激振振幅为  $1^\circ$  和  $2^\circ$  时,张紧器扭矩-角位移的迟滞回线模型见图5(a)。激振振幅为  $1^\circ$ 、激振频率为  $20 \text{ Hz}$  和  $40 \text{ Hz}$  时,张紧器扭矩-角位移的迟滞回线模型见图5(b)。其中,实验值由式(1)和式(2)近似得到,计算值由式(6)计算得到。



(a) 激振振幅不同 ( $f = 30 \text{ Hz}$ )



(b) 激振频率不同 ( $\theta_m = 1^\circ$ )

图5 张紧器扭矩-角位移关系曲线对比  
Fig. 5 Torque-angular displacement of tensioner

由图5可见,计算值和实验值得到的张紧器扭矩-角位移关系曲线吻合较好。说明本文建立的张紧器动态特性迟滞模型,可用于表征在一定激振振幅和激振频率下张紧器扭矩-角位移的关系。

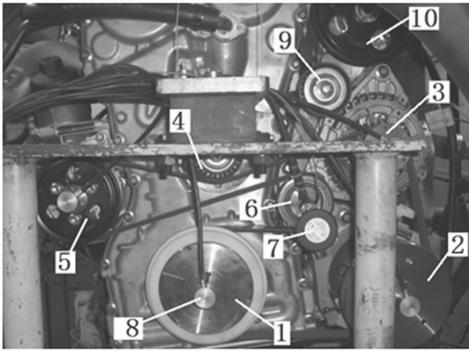
3 六轮-带 FEAD 系统旋转振动响应的计算

3.1 六轮-带 FEAD 系统旋转振动特性测试

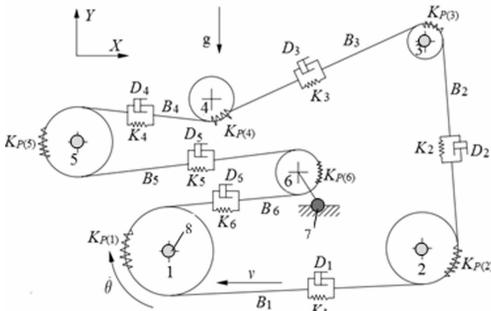
某六轮-带 FEAD 系统动态特性的测试是在华晨

发动机有限公司 FEV 发动机试验台架上进行的。基于一列四缸 1.8T 发动机的八轮 - 带 FEAD 系统, 见图 6(a), 该系统由多楔带(6PK 型)、曲轴(CS)轮、空调压缩机(AC)轮、电机(ALT)轮、水泵(WP)轮、动力转向泵(PS)轮、张紧器(TEN)和两个惰轮组成<sup>[1,9]</sup>。

为验证张紧器的建模方法而提供实验数据。试验中, 采用较短长度的多楔带, 与 CS 轮、AC 轮、ALT 轮、WP 轮、张紧器和一个惰轮组成六轮 - 带 FEAD 系统, 见图 6(b), 并测试了该六轮 - 带 FEAD 系统旋转振动特性。测试过程中, 采用角度编码器测量轮的转速; 张紧器的角位移用电位计测量。



(a) 测试现场



(b) 六轮-带FEAD系统结构示意图

- 1. CS 轮 2. AC 轮 3. ALT 轮 4. 惰轮 I 5. WP 轮 6. TEN 轮
- 7. 电位计 8. 角度编码器 9. 惰轮 II 10. PS 轮

图 6 六轮 - 带 FEAD 系统结构图

Fig. 6 Schematic of a six pulley-belt accessory drive system

### 3.2 旋转运动方程

利用 Hamilton 原理建立从动轮、张紧臂的运动方程分别为<sup>[9]</sup>

(1) 从动轮的运动方程

$$I_i \ddot{\theta}_i = R_i(T_{i-1} - T_i) - C_i \dot{\theta}_i - Q_i, (i = 2, 3, 4, 5) \quad (10)$$

$$I_6(\ddot{\theta}_6 - \ddot{\theta}_t) = R_6(T_5 - T_6) - C_6 \dot{\theta}_6 - Q_6 \quad (11)$$

其中,  $\theta_i$ 、 $I_i$ 、 $R_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 6$ ) 分别为轮  $i$  的转角、转动惯量和半径;  $Q_i$  为轮  $i$  的负载;  $C_i$  为各轮旋转轴处的粘性阻尼 ( $C_i = 0.006 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ );  $\theta_t$  为张紧臂的转角;  $T_i$  为带段  $B_i$  的张力, 其计算式为

$$T_i = T_0 + K_i(\Delta_i - \delta_k) + D_i \dot{\Delta}_i,$$

$$i = 1, 2, \dots, 5 \text{ 时 } k = i + 1; i = 6 \text{ 时 } k = 1 \quad (12)$$

其中,  $T_0$  为皮带的初始张力;  $K_i = EA/L_i$  为带段  $B_i$  的纵向弹性刚度, 其中  $E$ 、 $A$  分别为带的纵向弹性模量和横截面积,  $L_i$  为带段  $B_i$  的长度;  $D_i$  为带段  $B_i$  的阻尼,  $D_i = \eta \cdot K_i$ ,  $\eta$  为带的阻尼刚度比系数;  $\Delta_i$  为两相邻轮之间带段  $B_i$  的伸长量;  $\delta_k$  为带在轮  $i$  上蠕变的伸长量。  $\Delta_i$  和  $\delta_k$  的表达式为

$$\Delta_i = (R_i \theta_i - R_k \theta_k),$$

$$\delta_k = [(T_k - T_0) + (T_i - T_0)] / (2K_{p(i)}) \quad (13)$$

其中,  $K_{p(i)} = EA/(R_i \beta_i)$  为轮  $i$  包角处带段的弹性刚度,  $\beta_i$  为带在轮  $i$  上的包角。

(2) 张紧臂的运动方程

$$\begin{aligned} (I_t + I_{6t}) \ddot{\theta}_t - I_6 \ddot{\theta}_6 + C_t \dot{\theta}_t + K_t(\theta_t - \theta_0) = \\ [T_5 - \rho_b A v^2] L_t \sin(\psi_1 - \theta_t) + \\ [T_6 - \rho_b A v^2] L_t \sin(\psi_2 - \theta_t) - \\ [Q_0 + K_s(\theta_0 - \theta_0)] - m_{\text{eff}} L_{\text{eff}} g \cos \theta_t \end{aligned} \quad (14)$$

其中,  $I_t$  为张紧臂绕其支点旋转的转动惯量;  $L_t$  为张紧臂的长度;  $I_{6t}$  为张紧轮以张紧臂支点为旋转中心的转动惯量;  $\theta_0$  为系统稳态即曲轴转速为零时张紧臂的转角;  $K_s$  为张紧器弹簧静刚度;  $\rho_b$  为带的密度;  $m_{\text{eff}}$  为张紧器总质量;  $L_{\text{eff}}$  为张紧器质心到张紧臂旋转中心的距离;  $v$  为皮带纵向运动的速度;  $\psi_1$ 、 $\psi_2$  为水平线与张紧器两侧带段的夹角(见图 7),

$$\psi_1(\theta_t) = \pi + \arctan\left[\frac{R_5 + R_6}{L_5}\right] - \arctan\left[\frac{Y_5 - Y_6}{X_6 - X_5}\right],$$

$$\psi_2(\theta_t) = \pi - \arctan\left[\frac{R_1 + R_6}{L_6}\right] + \arctan\left[\frac{Y_6 - Y_1}{X_6 - X_1}\right] \quad (15)$$

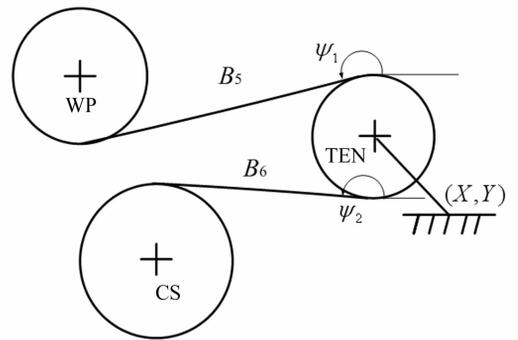


图 7 张紧器两侧带段与张紧轮间的接触角  $\psi_1$  和  $\psi_2$

Fig. 7 Contact angles  $\psi_1$  and  $\psi_2$  between two belt spans adjacent to tensioner and its pulley

式(15)中, 张紧轮中心坐标  $(X_6, Y_6)$ 、及带段长度  $L_5$  ( $L_6$ ) 与张紧臂角度  $\theta_t$  关系为

$$X_6 = X + L_t \cos(\theta_t), Y_6 = Y + L_t \sin(\theta_t),$$

$$L_5(\theta_t) = \sqrt{(X_5 - X_6)^2 + (Y_5 - Y_6)^2 + (R_5 + R_6)^2},$$

$$L_6(\theta_i) = \sqrt{(X_1 - X_6)^2 + (Y_1 - Y_6)^2 + (R_1 + R_6)^2} \quad (16)$$

其中 $(X, Y)$ 为张紧臂支点坐标。

### 3.3 系统参数

FEAD系统中各轮、张紧器和多楔带的相关参数分别见表2、表3和表4。

表2 FEAD系统中各轮的相关参数

Tab. 2 Parameters of each pulley in the FEAD system

轮	$(X_i, Y_i)/\text{mm}$	$R_i/\text{mm}$	$I_i/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
CS	(0, 0)	68.5	0.027 6
AC	(229, -42)	55.5	0.005 7
ALT	(240, 137)	27.5	0.001 03
IDL	(34.5, 157)	34.7	0.000 3
WP	(-145, 127)	54	0.002 79
TEN	-	34.7	0.000 3

表3 张紧器的相关参数

Tab. 3 Parameters of tensioner

$(X, Y)/\text{mm}$	$m_{\text{eff}}/\text{kg}$	$L_{\text{eff}}/\text{mm}$	$L_t/\text{mm}$
(135.6, 55.2)	0.031 5	25.6	30
$K_s/(\text{N} \cdot \text{m}/^\circ)$	$\theta_0/(\text{^\circ})$	$I_t + I_{s_t}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$Q_0/(\text{N} \cdot \text{m})$
0.144 4	95.4	0.002 07	25.41

表4 多楔带的相关参数

Tab. 4 Parameters of serpentine belt

$E/\text{MPa}$	$\rho_b/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$A/\text{mm}^2$	$T_0/\text{N}$	$\eta$
3 400	1 137.5	80	380	0.000 429

系统激励为CS轮转速波动,其表达式为

$$\dot{\theta}_1(t) = \frac{2\pi}{60} \sum_{k=1}^n A_k \cos\left(k \cdot 2\pi \frac{N_c}{60} t + \varphi_k\right) \quad (17)$$

其中 $k$ 为转速阶次, $A_k, \varphi_k$ 分别为转速波动的幅值和相

位, $N_c$ 为曲轴转速。曲轴转速为830 r/min时,CS轮转速波动的第二、四阶次的幅值和相位见表5。

表5 FEAD系统中曲轴激励

Tab. 5 Excitation applied to FEAD system when crankshaft pulley runs at 830 r/min

阶次 $k$	幅值 $A_k/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	相位 $\varphi_k/(\text{^\circ})$
2	5.14	-40.49
4	8.52	69.67

激振幅值和频率分别为 $1.5^\circ$ 和 $27.67 \text{ Hz}$ 时,由式(6)得到张紧器扭矩-角位移的迟滞回线模型见图8。

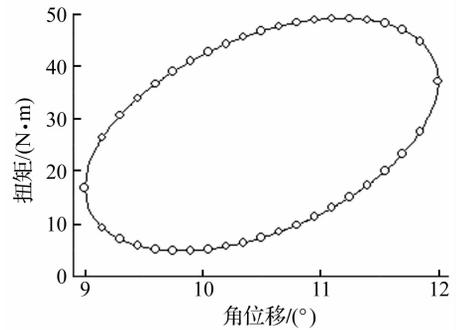


图8 张紧器扭矩-角位移关系曲线 ( $\theta_m = 1.5^\circ, f = 27.67 \text{ Hz}$ )

Fig. 8 Torque-angular displacement of tensioner with  $\theta_m = 1.5^\circ$  and  $f = 27.67 \text{ Hz}$

由图8和式(7)得出张紧器的动刚度和等效粘性阻尼系数分别为 $14.73 \text{ N} \cdot \text{m}/^\circ$ 和 $2.82 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ 。

### 3.4 计算与分析

张紧臂、ALT轮和WP轮的旋转振动计算值和实验值随时间变化的关系曲线见图9。

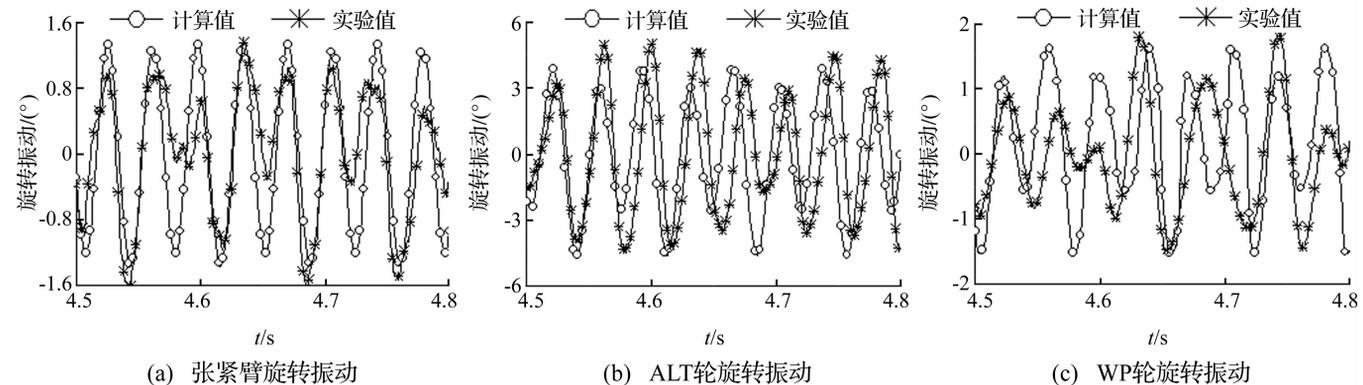


图9 张紧臂、ALT轮和WP轮旋转振动响应

Figure 9 Rotational vibrations versus time for tensioner arm, alternator pulley and water pump pulley

图9(a)和图9(c)中,张紧臂和WP轮的旋转振动幅值的计算值分别为 $1.5^\circ$ 和 $1.7^\circ$ ,与实测结果较接近。图9(b)中,ALT旋转振动幅值最大为 $5^\circ$ 左右,这主要是因为ALT轮有一定的负载、且在从动轮中惯量最大。

由图9中FEAD系统旋转振动幅值的计算值和实验值的一致性表明,文中张紧器扭矩-角位移关系的迟滞回线模型的建模方法是正确的。张紧器迟滞回线模型可以为FEAD系统旋转振动计算提供模型参考。

## 4 结 论

(1) 预载角位移和激振振幅一定时, 激振频率增加, 张紧器的动刚度增大、滞后角减小; 预载角位移和激振频率一定时, 激振振幅增加, 张紧器动刚度减小、滞后角增大; 激振频率和振幅一定时, 张紧器的动刚度和滞后角均随预载角位移的增加略有减小。

(2) 基于张紧器的预载扭矩、弹簧刚度、阻尼系数和张紧臂转动惯量四个参数, 建立了表征张紧器扭矩-角位移关系的迟滞回线模型。由迟滞回线模型得到的张紧器扭矩-角位移关系曲线计算值和实验值吻合较好。表明文中建立的张紧器动态特性迟滞模型, 可用于表征不同激振振幅和激振频率下张紧器扭矩-角位移的关系。

(3) 由张紧器扭矩-角位移关系曲线换算出张紧器的动刚度和等效粘性阻尼, 用于建立 FEAD 系统旋转振动方程。计算结果表明, FEAD 系统中各附件旋转振动响应幅值的计算值和实验值吻合较好。这说明张紧器迟滞回线模型的建模方法是正确性, 以及表征张紧器扭矩-角位移关系的迟滞回线模型, 可以为 FEAD 系统旋转振动计算提供模型参考。

### 参 考 文 献

- [ 1 ] SHANGGUAN Wen-bin, ZENG Xiang-kun. Experimental and calculation analysis of rotational vibration responses for an engine front end accessory drive system; Part I Experiments and measurement results[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(3): 031002/1-14.
- [ 2 ] Kraver T C, Fan G W, Shah J J. Complex modal analysis of a flat belt pulley system with belt damping and coulomb-damped

- tensioner[J]. Journal of Mechanical Design. 1996, 118(1): 306-311.
- [ 3 ] Zhu F, Parker, R G. Influence of tensioner dry friction on the vibration of belt drives with belt bending stiffness[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2008, 130(1): 011002/1-9.
- [ 4 ] 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.
- SHANGGUAN Wen-bin, WANG Hong-yun, ZHANG Zhi. Dynamic modeling of serpentine belt drive systems and the transverse vibration control of the belt[J]. Journal of Vibration Engineering. 2009, 22(3) 250-255.
- [ 5 ] Michon G, Manin L, Dufour R. Hysteretic behavior of a belt tensioner: modeling and experimental investigation [J]. Journal of Vibration and Control, 2005, 11(9): 1147-1158.
- [ 6 ] Bastien J, Michon G, Manin L. et al. An analysis of the modified Dahl and Masing models: application to b belt tensioner[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302(6): 841-864.
- [ 7 ] ZHAO Jia-xin, Barker, C. et al. Experimental testing and modeling of automotive automatic belt tensioners [C]. SAE paper 980839, 1998.
- [ 8 ] SHANGGUAN Wen-bin, LU Zhen-hua. Experimental study and simulation of a hydraulic engine mount with fully coupled fluid structure interaction finite element analysis model[J]. Computers & Structures, 2004, 82(22): 1751-1771.
- [ 9 ] 曾祥坤, 上官文斌, 侯之超. 发动机前端附件驱动系统旋转振动实测与计算方法[J]. 内燃机学报, 2011, 29(4): 355-363.
- [ 10 ] ZENG Xiang-kun, SHANGGUAN Wen-bin, HOU Zhi-chao. Measurement and computational methods for rotational vibration analysis in engine front end accessory drive system [J]. Transactions of CSICE, 2011, 29(4): 355-363.