

柴油发动机正时链传动系统动力学仿真分析

徐健程¹ 冯增铭¹ 邢建恒² 廖杭州²

(1. 吉林大学 机械与航空航天工程学院, 长春 130022)

(2. 杭州东华链条集团有限公司, 杭州 311102)

摘要:【目的】为验证某款柴油发动机正时链传动系统方案的正确性与合理性, 掌握正时链条寿命周期内的磨损伸长对正时链传动系统动力学特性的影响, 有必要对正时链传动系统进行动力学仿真分析研究。【方法】基于多体动力学仿真软件RecurDyn建立了该柴油发动机正时链传动系统的多体动力学模型, 研究了不同转速工况下正时链传动系统的各项动力学特性; 通过建立链条磨损伸长率达0.3%的正时链传动系统动力学模型, 完成链条达磨损伸长极限的极端工况下正时链传动系统动力学特性分析。【结果】结果表明, 该正时链传动系统寿命周期内的链条张力、传动误差等动力学特性的分析结果符合要求, 验证了该正时链传动系统寿命周期内的可靠性及极端工况下系统的稳定性。基于RecurDyn的柴油发动机正时链传动系统多体动力学仿真技术可以为正时链传动系统的动态特性分析与性能评估提供一种有效可靠的研究方法。

关键词: 柴油发动机; 正时链传动系统; 多体动力学仿真; 动态特性分析; 可靠性

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

柴油发动机正时链传动系统作为连接曲轴、中间轴及凸轮轴的装置, 在发动机内部起着“桥梁”的作用, 在曲轴的带动下将动力传递给空压机、柴油泵、凸轮轴^[1], 并保证各个轴在不同工况下具有精确的转动角度, 确保阀系开闭的精确性, 从而减少有害物的排放、维持正常的燃烧^[2-3]。正时链传动系统的传动效率、传动误差、可靠性会直接影响柴油发动机的热效率及输出转矩, 进而影响到柴油车的油耗和排放。因此, 有必要对其进行动力学仿真分析研究。

发动机正时链传动系统作为影响发动机传动效率的重要核心部件, 国内外已开展了相关的理论研究、仿真分析及试验测试研究。杨泽宇、李博学^[4-5]针对混合动力乘用车发动机正时齿形链系统进行动力学、刚柔耦合、频率响应、振动及声辐射分析, 研究并验证了正时系统的稳定振动特性和噪声特性。YANG等^[6-7]应用RecurDyn软件研究了真实转速及负载转矩波动下某款无声静音链传动正时系统及正时带传动系统的动力学特性, 并开展试验验证了正时链条张力的仿真分析结果。PEREIRA等^[8]建立了某

款滚子链传动系统的动力学仿真分析模型, 研究发现, 在模拟开始时逐渐对系统施加预载荷, 可使该滚子链传动系统更快地达到稳定运行状态。ROSSI等^[9]通过动力学分析研究了滚子链传动系统的链轮中心距、传动比、链轮齿数和链节距对传动效率的影响。EGOROV等^[10-13]开发了一种通过测量链条传动装置加速过程中有负载和无负载时传动轴、旋转轴线上的角加速度及时间来估计链条传动效率的方法。

综上所述, 针对链传动系统的研究工作主要集中在动力学仿真分析、噪声分析、振动分析等方面。链传动系统的长期运转会不可避免地造成链节的磨损伸长, 进而影响到链传动系统的动力学特性。目前, 针对链条磨损伸长的正时链传动系统动力学特性分析研究仍是一个空白。

本文将某款柴油发动机正时链传动系统视为刚体系统, 应用韩国FunctionBay公司开发的多体动力学仿真软件RecurDyn进行仿真分析建模, 研究该款柴油发动机正时链传动系统在不同转速工况下的链条张力、液压张紧器柱塞位移及与张紧导轨接触力、传动误差、链条运动轨迹、链节与链轮导轨的接触力等动力学特性。考虑到正时链传动系统长期运转

收稿日期: 2025-03-06 修回日期: XXXX-XX-XX

作者简介: 徐健程, 男, 1995年生, 吉林松原人, 硕士研究生; 主要研究方向为机械传动与动力学控制; xjcsyh@qq.com。

冯增铭(通信作者), 男, 1975年生, 山西万荣人, 教授, 博士生导师; 主要研究方向为机械传动与动力学控制; fengzm@jlu.edu.cn。

引用格式: 徐健程, 冯增铭, 邢建恒, 等. 柴油发动机正时链传动系统动力学仿真分析[J]. 机械传动, XXXX, XX(X): 1-11.

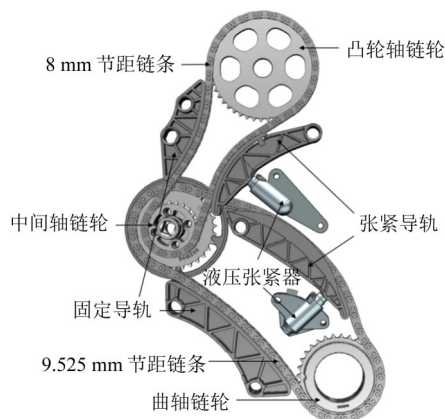
XU Jiangcheng, FENG Zengming, XING Jianheng, et al. Dynamics simulation of timing chain drive system for diesel engine[J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX(X): 1-11.

导致链节的磨损伸长会影响整个系统的动力学特性，还进行了链条磨损伸长率达0.3%的极限工况链传动系统动力学特性研究。

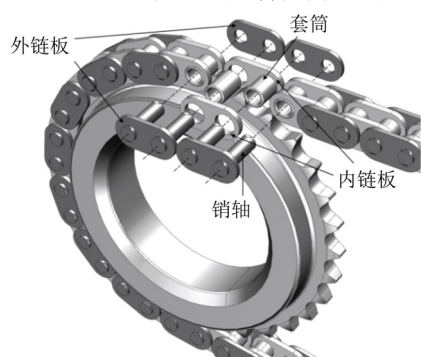
1 正时链传动系统结构及功能

1.1 正时链传动系统结构组成

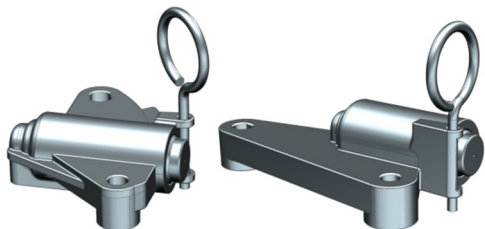
如图1所示，该款柴油发动机正时链传动系统由一级、二级链条传动系统构成。一级链条传动系统由9.525 mm节距链条、中间轴外层链轮、曲轴链轮、导轨和液压张紧器构成。曲轴和中间轴外层链轮的齿数都为31，因此，一级链条传动系统的传动比为1。二级链条传动系统由8 mm节距链条、中间轴内层链轮、凸轮轴链轮、导轨和液压张紧器构成。中间轴链轮中的内层链轮齿数为23，凸轮轴齿数为46。二级链条传动系统的传动比为2。中间轴外层链轮连接一级链条结构，内层链轮连接二级链条结构，从而实现一级链条与二级链条间的传动。



(a) 柴油发动机正时链传动系统组成



(b) 正时链条结构构成



(c) 液压张紧器

图1 正时链传动系统主要结构图

Fig. 1 Main structure of the timing chain drive system

1.2 正时链传动系统运行原理

本文研究的柴油发动机正时链传动系统的链节结构由外链板、内链节、套筒及销轴构成。内链板与套筒、外链板与销轴间采用过盈配合的方式连接；相邻的内链节与外链节通过销轴与套筒内壁的间隙配合实现正时链条的传动。

柴油发动机正时链传动系统的主要作用是通过两层链条实现将动力从曲轴传递给控制发动机气门开启关闭、实现换气功能的凸轮轴。通过曲轴链轮轴齿和9.525 mm节距链条的内链节啮合，将动力传递给中间轴，进而驱动柴油泵、空压机等负载。8 mm节距链条与中间轴的内层轴齿啮合，实现将动力传递给凸轮轴。为避免链条链节与轴齿啮合不到位、脱齿、振荡等影响正时系统传递效率和精度的情况，还通过张紧导轨和固定导轨实现链条的定位。

发动机正时链传动系统工作时，曲轴和凸轮轴转矩的波动、外部负载的交变特性、燃烧室内气体压力的剧烈变化都将导致凸轮轴与曲轴转速的强烈波动，这些波动都将传递给正时链条^[14-15]，从而会造成动能的损耗，降低柴油发动机正时链传动系统的传递效率并增加油耗，导致正时链在工作时产生一定程度的横向波动和较大噪声^[16]。因此，维持链条的张紧、降低其传动噪声以及减小冲击振动有很重要的意义^[17]。本文研究的柴油发动机正时链传动系统中安装了液压张紧器及配套张紧导轨，与一级链条和二级链条接触，以此维持链条张紧，补偿链条伸长量，减小横向波动及冲击，降低噪声，减小链条张力，最终保证正时系统的稳定工作。

1.3 液压张紧器结构及原理

通过对该款柴油发动机正时链传动系统的一级链条、二级链条的液压张紧器进行结构剖析，发现两者的内部结构相同。图2为该款柴油发动机正时链传动系统液压张紧器的结构截面图。该液压张紧器由单向阀、柱塞、柱塞弹簧、壳体、控油盘等部件构成。

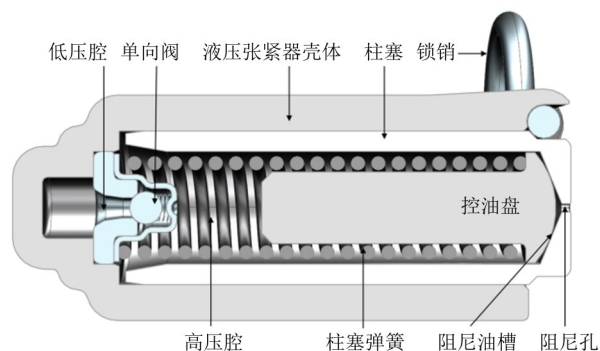


图2 液压张紧器结构剖面图

Fig. 2 Cross section diagram of hydraulic tensioner

当发动机启动时, 机油泵将液压油通过发动机缸体上的管路注入液压张紧器供油路, 单向阀左侧的低压腔油液压力大于高压腔油压, 单向阀在油液压差下打开, 此时, 单向阀可以等效为空间锥环状的节流孔。等效的空间锥环节流孔通流面积为

$$A = \pi d \cos \theta (d + D) \quad (1)$$

此时进入到高压腔内的液压油流量为

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (2)$$

式中, D 为单向阀钢球直径; d 为单向阀钢球与单向阀座的间距; C_d 为需要通过试验测得的流量系数; ΔP 为单向阀前后油液的压差。

单向阀的开度直接影响通过单向阀的流量, 不考虑单向阀钢球所受重力, 根据牛顿第二定律, 列出单向阀钢球运动方程为

$$m\ddot{x} = -kx - c\dot{x} - F_0 + A\Delta P \quad (3)$$

式中, m 、 A 分别为单向阀钢球的质量和横截面积; c 为阻尼系数; F_0 为单向阀关闭状态下的初始弹簧力。

正时链条对张紧导轨的激励是周期变化的, 当液压张紧器受外部激励受压时, 液压张紧器柱塞的回程动作会使高压腔内的油液受压, 此时高压腔油压大于低压腔油压, 单向阀关闭。油液通过图2中的柱塞与壳体间的可变泄漏缝隙、控油盘及柱塞阻尼孔泄出, 从而产生阻尼力。

针对柱塞与壳体间接触长度跟随柱塞位移变化的圆环泄漏缝隙通过流量, 可先计算平行平板泄漏缝隙的通过流量。设平行平板的长度为 l , 宽度为 b , 高度为 h , 平板相对运动速度为 v_0 。动力粘度为 μ 的油液在压差 ΔP 下产生的压差流动流量为

$$Q_1 = \frac{bh^3 \Delta P}{12\mu l} \quad (4)$$

压差为 0 时, 仅在平板相对运动 v_0 作用下的剪切流动流量为

$$Q_2 = \frac{v_0 bh}{2} \quad (5)$$

用圆环缝隙圆周长 πd 替换平行平板宽度 b , 可得通过圆环泄漏缝隙的流量为

$$Q = \frac{\pi dh^3 \Delta P}{12\mu l} \pm \frac{\pi d v_0 h}{2} \quad (6)$$

当相对运动 v_0 与压差流动方向相同时取“+”。通过柱塞前端阻尼孔的流量可用式(2)进行计算。

2 正时系统多体动力学模型建立

2.1 应用 eTemplate 功能进行批量建模

该款柴油发动机正时链传动系统有 86 个一级链条链节、88 个二级链条链节。各个链节分别与曲轴、

中间轴、凸轮轴存在接触关系, 相邻链节间存在旋转副运动关系, 各链节与张紧导轨和固定导轨也存在接触关系。若用传统方法一个个导入链节及其他部件、再设定各部件的接触关系及运动关系, 不仅极为耗时, 还难以避免差错。

eTemplate 可应用 Excel 表格列出建模所需的坐标信息、接触关系、运动副关系等, 再批量导入到 Recurdyn 软件内。应用 eTemplate 功能导入的数据表单信息如表 1 所示。AssemPoints 表单记录了要生成的链节外链板、内链节的质心坐标位置; ChainBodies 调用了链节、凸轮轴、中间轴、曲轴的数学模型文件; Rev 设定了一级、二级链条相邻链节间的旋转副运动关系; Planar 添加了链节的平面约束关系; Contact 则对链节与曲轴、凸轮轴、中间轴、导轨等的接触关系进行了设定。

表 1 eTemplate 数据表单

Tab. 1 Table of the eTemplate data

Header_Template_UserDefinedSheet	SheetName
Template_UserDefinedSheet	AssemPoints
Template_UserDefinedSheet	ChainBodies
Template_UserDefinedSheet	Rev
Template_UserDefinedSheet	Planar
Template_UserDefinedSheet	Contact
Template_UserDefinedSheet	Setting

应用 eTemplate 功能将上述正时链传动系统的组成部件按设定坐标导入、定位并生成。液压张紧器仿真模块依照该正时链传动系统液压张紧器的结构参数及实际运行工况下的工作介质参数进行配置。经过 eTemplate 功能批量导入的该款柴油发动机正时链传动系统仿真分析模型如图 3 所示。



图 3 柴油发动机正时链传动系统仿真分析模型

Fig. 3 Simulation analysis model of diesel engine timing chain drive system

2.2 约束关系设定汇总

通过 eTemplate 功能实现了对链节间旋转副及链节与曲轴、凸轮轴、中间轴、固定导轨、张紧导轨的接触关系等大批量重复性的运动关系设定。此外,

还单独设定了液压张紧器壳体、固定导轨的固定副,这模拟了液压张紧器及固定导轨在柴油发动机正时链传动系统内的螺栓固定安装。设定了曲轴、凸轮轴、中间轴对圆心的旋转副,从而实现柴油发动机正时链传动系统的传动功能。设定了一级链条和二级链条液压张紧器与其张紧导轨的接触关系以及张紧导轨绕其一端圆心的旋转副,从而实现液压张紧器维持链条张紧降低链条波动的模拟。

2.3 赫兹接触理论算法

本文建立的柴油发动机正时链传动系统动力学仿真分析模型包含了大量的接触关系。RecurDyn软件基于赫兹接触理论开发了接触算法。如式(7)所示,本文搭建的柴油发动机正时链传动系统动力学模型物体间的接触力 F_n 分为阻尼力 F_c 和刚度力 F_s 两部分,即

$$F_n = F_c + F_s \quad (7)$$

应用赫兹理论分析的两球体弹性接触模型如图4所示。其中, E 为物体的弹性模量; μ 为物体的泊松比; R 为球体半径。

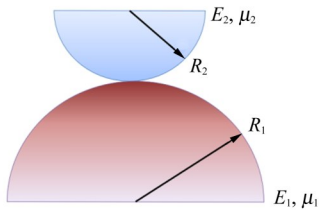


图4 弹性接触模型

Fig. 4 Elastic contact model

刚度力的计算公式为

$$F_s = K\delta^n \quad (8)$$

式中, δ 为渗透量; n 取1.5; K 为刚度系数,其计算式为

$$K = \sqrt{\frac{16RE^2}{9}} \quad (9)$$

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (10)$$

$$E = \frac{E_1 E_2}{E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)} \quad (11)$$

针对阻尼力 F_c ,Recurdyn采用如下算法:

1)边界穿透深度方法,表示为

$$F_c = \text{step}(\delta, 0, \delta_{\max}, C_{\max})\dot{\delta} \quad (12)$$

2)压痕指数方法,表示为

$$F_c = C_{\max} \delta^{mi} \text{sgn}(\dot{\delta}) \dot{\delta}^{md} \quad (13)$$

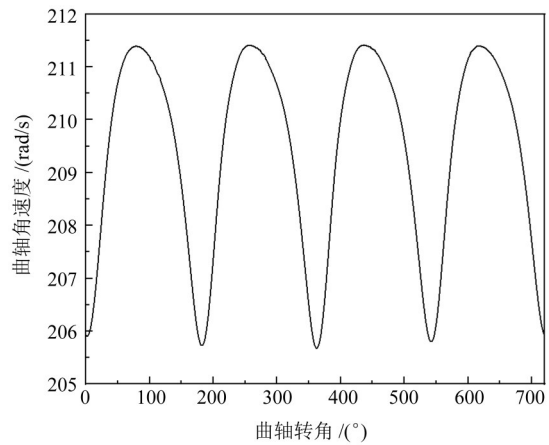
式中,阻尼系数 md 和压痕指数 mi 的默认值分别取1和2。

2.4 驱动函数及负载

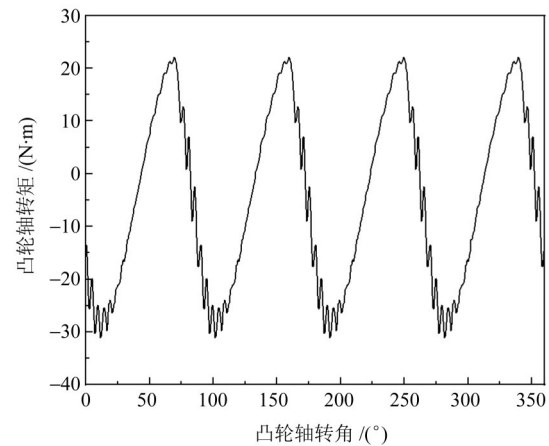
为了提高本文研究的柴油发动机正时链传动系

统的动力学仿真分析精度。输入了不同转速真实工况的相应曲轴转速、凸轮轴负载转矩、中间轴空压机和柴油泵负载转矩等数据。图5所示为2000 r/min转速的真实曲轴转速波动及负载转矩曲线。

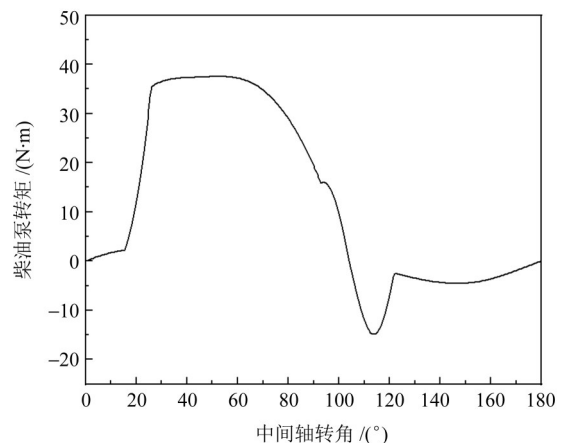
使用RecurDyn软件自带的插值函数STEP(time,0,0,0.01,AKISPL(VARVAL(1),0,2,0))实现曲轴转速驱动的添加。本文还研究分析了1000、1500、2500、3200 r/min共5个典型转速工况的动力学特性,并输入了曲轴真实转速波动及负载转矩。



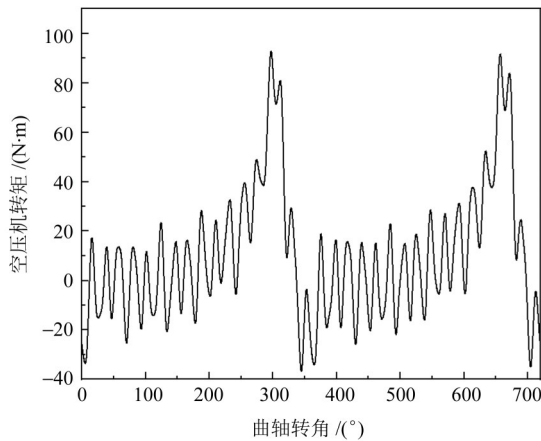
(a) 曲轴角速度输入数据



(b) 凸轮轴转矩输入数据



(c) 柴油泵转矩输入数据



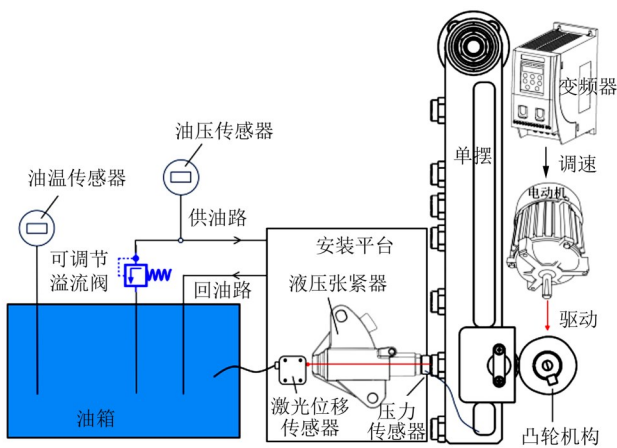
(d) 空压机转矩输入数据

图5 正时链传动系统输入数据

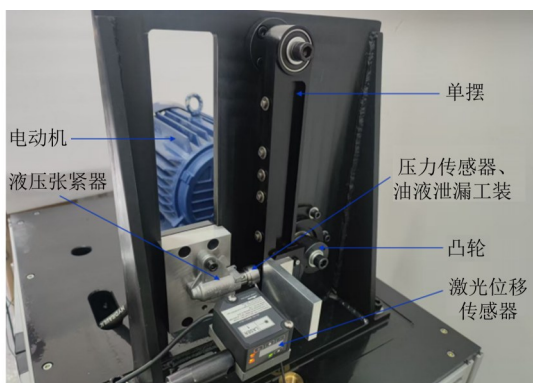
Fig. 5 Input data of timing chain drive system

2.5 液压张紧器仿真结果与试验数据对标

液压张紧器具有优化链条张力、降低正时链条噪声、改善正时链传动系统动力学特性的作用。因此,为保障柴油发动机正时链传动系统的仿真分析精度,本文对正时链传动系统仿真模型内的液压张紧器模块进行独立仿真分析,并通过台架试验测试来验证液压张紧器阻尼力滞回曲线的仿真结果。液压张紧器台架试验测试的原理图及试验现场如图6所示。



(a) 试验测试原理图

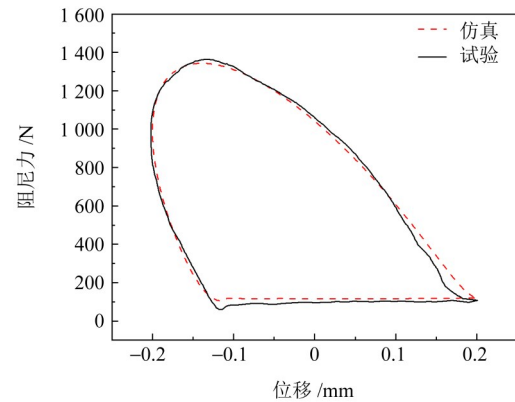


(b) 试验测试现场

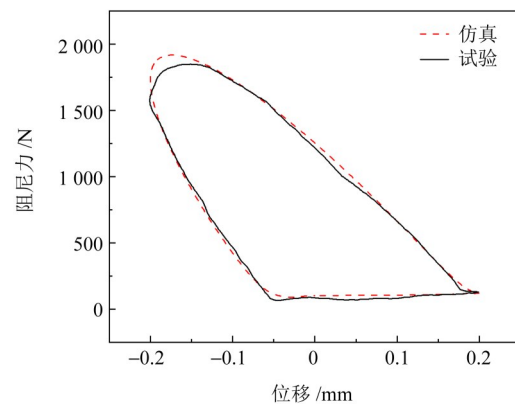
图6 液压张紧器阻尼力试验测试

Fig. 6 Hydraulic tensioner damping force test

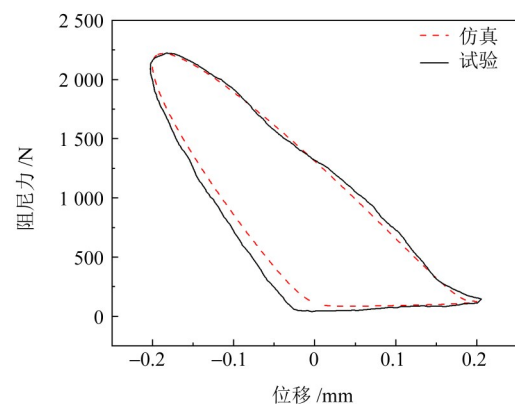
将液压张紧器模块的仿真结果与台架试验测试结果进行对标,如图7所示。



(a) 25 Hz激励频率对标结果



(b) 50 Hz激励频率对标结果



(c) 75 Hz激励频率对标结果

图7 液压张紧器仿真分析与试验结果对标

Fig. 7 Comparison of simulation analysis and experimental results of hydraulic tensioner

3 正时系统动力学仿真分析研究

3.1 链条张力分析

正时链条作为柴油发动机正时链传动系统的重要传动部件,实现了正时链传动系统曲轴、中间轴到凸轮轴的动力传递,研究正时链传动系统运行过程中的动态链条张力变化及最大链条张力,可以得知正时链传动系统的运行是否稳定可靠及符合正时链条疲劳耐久的要求。因此,链条张力分析是柴油

发动机正时链传动系统动力学特性分析中至关重要的内容。本文取仿真分析结果中链节间的相互作用力来研究链条工作过程中的张力情况。

图8(a)~图8(c)所示分别为曲轴链轮转速1 000、2 000、3 200 r/min工况下柴油发动机正时链传动系统的一级链条张力分析结果。由于固定导轨侧为链条运转的紧边，张紧导轨侧为链条运转的松边，正时链条链节运转到与固定导轨接触的范围，链条张力较大；正时链条链节运转到与张紧导轨接触的范围，链条张力较小。此外，由于液压张紧器吸收了链条波动、改善了正时链传动系统的动力学性能，因此，张紧导轨侧的链条张力相对较小。

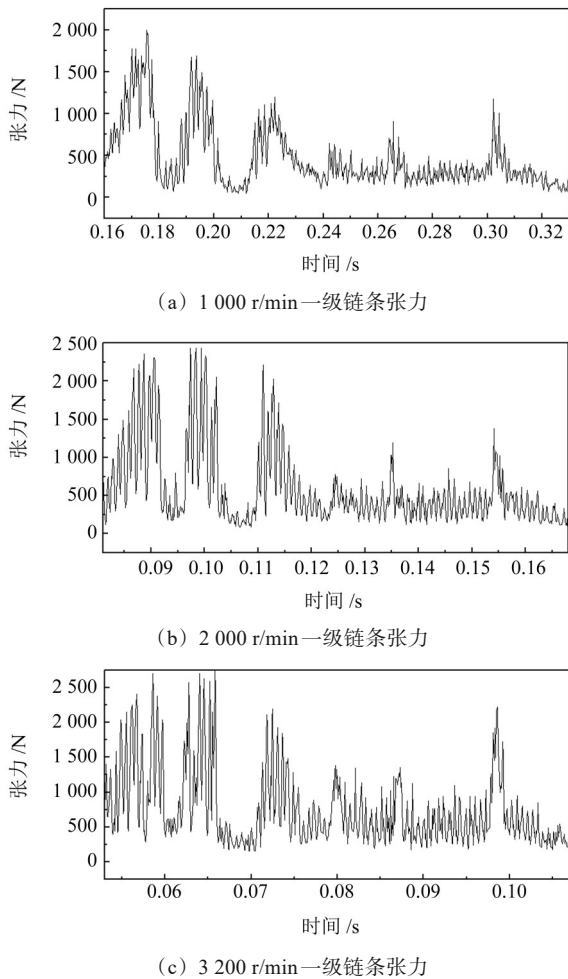


图8 不同转速工况一级链条张力

图9(a)~图9(c)所示分别为曲轴链轮转速1 000、2 000、3 200 r/min工况下柴油发动机正时链传动系统的二级链条张力分析结果。

综合统计曲轴链轮转速分别为1 000~3 200 r/min工况下一级链条和二级链条的紧边、松边链条最大张力的仿真分析结果数据，拟合出图10、图11所示的链条最大张力与转速的关系曲线。

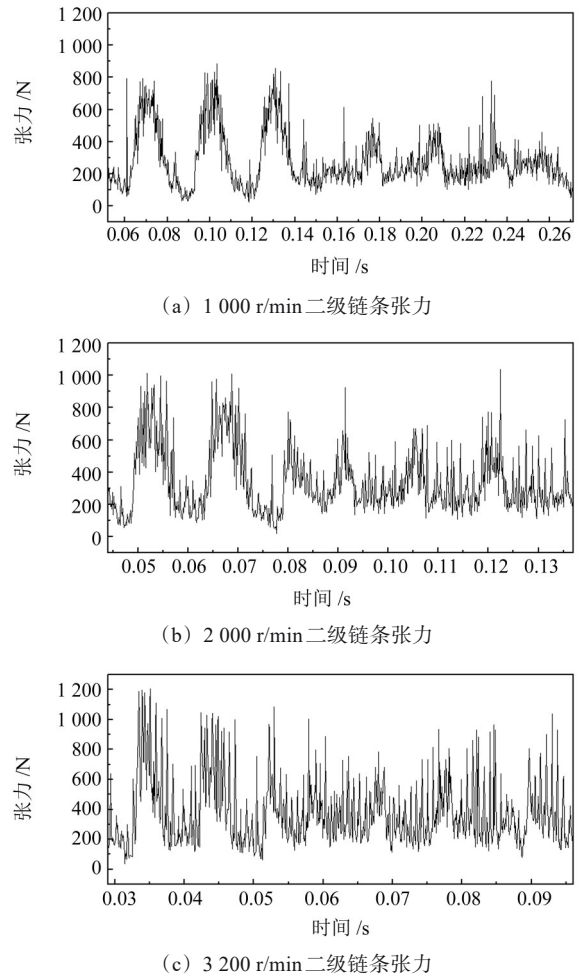


图9 不同转速工况二级链条张力

Fig. 9 Secondary chain tension at different engine speed

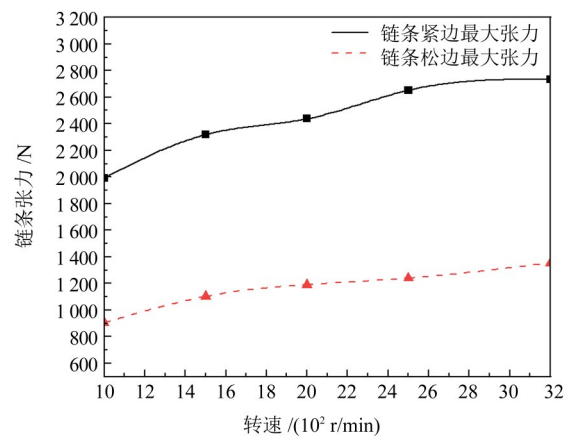


图10 不同转速工况一级链条最大张力

Fig. 10 Maximum primary chain tension at different speed

随着转速的增大，一级链条及二级链条最大紧边、松边张力呈近似线性增长的趋势，二级链条最大张力小于一级链条最大张力。本文研究的柴油发动机正时链传动系统在1 000~3 200 r/min的发动机转速区间范围内，一级链条最大张力2 733.8 N，小于最大容许张力4 000 N；二级链条的最大张力1 206.6 N，小于最大容许张力3 000 N。

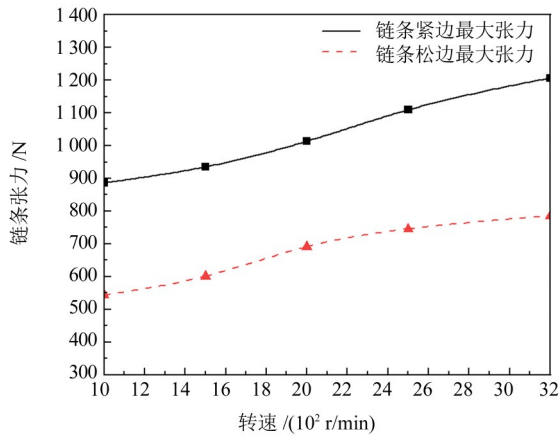


图 11 不同转速工况二级链条最大张力

Fig. 11 Maximum secondary chain tension at different speeds

3.2 液压张紧器与导轨接触力分析

正时系统运行时, 曲轴的转速波动、凸轮轴及中间轴的负载转矩波动都会使正时链条产生波动。正时链条的波动通过张紧导轨给液压张紧器施加激励。液压张紧器的阻尼力通过张紧导轨直接作用于正时链条, 从而改进正时链传动系统的动力学特性。因此, 分析液压张紧器与张紧导轨的接触力, 可以了解液压张紧器对正时系统的作用效果。

图 12、图 13 所示分别为 2 000 r/min 工况下的一级、二级链条液压张紧器与导轨接触力及液压张紧器柱塞位移。

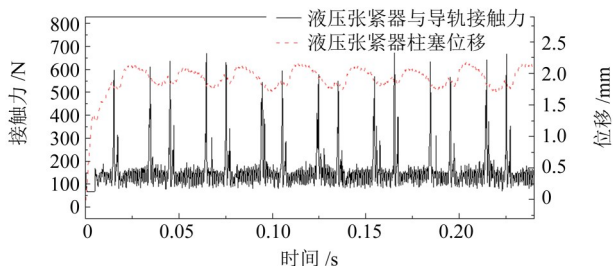


图 12 一级液压张紧器与导轨接触力及柱塞位移

Fig. 12 Contact force and plunger displacement of primary hydraulic tensioner

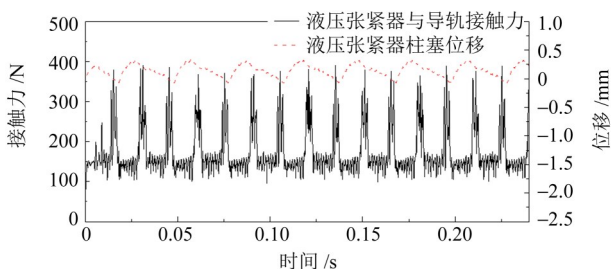


图 13 二级液压张紧器与导轨接触力及柱塞位移

Fig. 13 Contact force and plunger displacement of secondary hydraulic tensioner

液压张紧器与导轨的最小接触力近似等于对应柱塞伸长量的弹簧力, 液压张紧器与柱塞导轨接触

力未出现 0 的情况, 说明液压张紧器与正时链传动系统匹配良好。表 2 分别列出了一级、二级液压张紧器不同转速下与导轨的最大接触力及位移振幅。

表 2 液压张紧器最大接触力、平均位移振幅

Tab. 2 Maximum contact force and average displacement amplitude of hydraulic tensioner

转速 / (r/min)	一级液压张紧器最大接触力 / N	一级液压张紧器位移振幅 / mm	二级液压张紧器最大接触力 / N	二级液压张紧器位移振幅 / mm
1 000	472.4	±0.220	323.8	±0.223
1 500	581.3	±0.216	343.8	±0.201
2 000	670.2	±0.207	390.8	±0.199
2 500	734.1	±0.163	444.6	±0.191
3 200	992.3	±0.157	510.2	±0.180

由表 2 可知, 随着转速升高, 液压张紧器与导轨的最大接触力随之增大, 位移振幅有所降低。二级液压张紧器与导轨最大接触力小于一级液压张紧器。液压张紧器与导轨的最大接触力在合理范围内, 不存在液压张紧器与张紧导轨接触力过大导致链条张力变大、加剧链条磨损、增大摩擦损耗的情况。

3.3 链节与链轮、导轨接触力

正时链条运行时会与曲轴、中间轴、凸轮轴链轮产生接触力, 该接触力使动力可以通过一级链条从曲轴传递到凸轮轴。因此, 研究链条与链轮的接触力可以了解系统传动的运行过程中是否可靠稳定。链条会和固定导轨、张紧导轨产生接触力, 该接触力限制了链条的运行轨迹, 保证了链条的平稳运行。但链条与导轨间接触力越大, 链条运行时产生的动摩擦阻力越大, 摩擦损耗越大, 系统的能量损耗越大。因此, 有必要分析研究链节与固定导轨、张紧导轨的接触力。图 14、图 15 所示分别为最高转速 3 200 r/min 工况下的一级链条链节、二级链条链节与导轨、链轮的接触力。

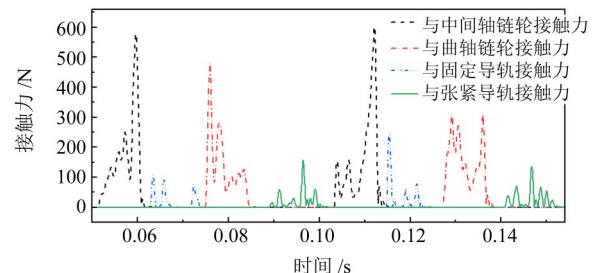


图 14 一级链条链节与导轨、链轮接触力

Fig. 14 Contact force between primary chain links and guide, sprockets

由图 15 可知, 链条链节与链轮、导轨的最大接触力在合理范围内, 无剧烈波动, 证明了二级链条

传动系统运行的平稳性。

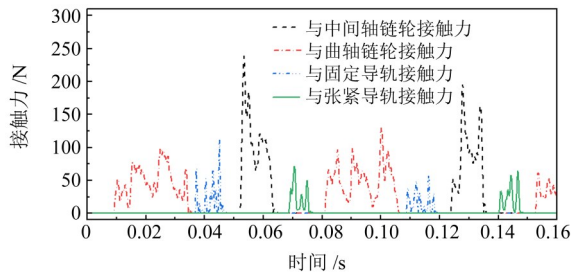


图15 二级链条链节与导轨、链轮接触力

Fig.15 Contact force between secondary chain links and guide, sprockets

3.4 传动误差分析

机动车对于发动机正时链传动系统配气的精确性要求极高，正时链传动系统传动误差是衡量正时链传动系统运行可靠性、精确性的重要参数。本文采用正时链传动系统的曲轴、凸轮轴间的实时转角误差计算正时链传动系统的传动误差。传动误差的计算式为

$$\varphi = \theta_1 - i\theta_2 \quad (14)$$

式中， φ 为正时系统实时传动误差； θ_1 为曲轴链轮累计转角； θ_2 为凸轮轴链轮累计转角； i 为正时系统传动比。根据前文论述，本文研究的柴油发动机正时链传动系统的传动比为2:1。

表3所示为不同转速工况下的正时系统最大传动误差及平均传动误差。正时系统的最大传动误差随着转速的提高而降低。

表3 不同转速时正时系统最大传动误差及平均传动误差

Tab.3 Maximum and average drive errors of the timing system at different speeds

转速/(r/min)	最大传动误差/(°)	平均传动误差/(°)
1 000	1.47	0.802
1 500	1.46	0.802
2 000	1.44	0.801
2 500	1.39	0.790
3 200	1.37	0.769

图16所示为2 000 r/min 工况下正时链传动系统传动误差。受到曲轴转速及负载转矩波动的影响，正时系统传动误差呈现一定范围内周期性波动的情况。

4 链条磨损伸长正时系统分析研究

本文研究的正时系统链条在生命周期内极限伸长率为0.2%。考虑到柴油发动机生命周期内运转工况、运转频次、运转时长的差异，存在正时链条磨

损伸长率超过0.2%的可能性。因此，本文建立链条磨损伸长率达0.3%的正时链传动系统动力学仿真分析模型，研究极限工况下正时链传动系统的链条张力、液压张紧器与导轨接触力、传动误差、链条运行轨迹等动力学特性，验证极端工况下正时链传动系统的稳定性和可靠性。

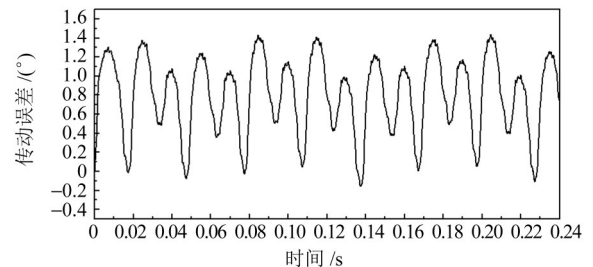


图16 正时链传动系统传动误差

Fig.16 Transmission error of the timing chain system

4.1 链条磨损伸长正时系统动力学建模

该正时链传动系统一级链条有43个内链节，二级链条有44个内链节，每个内链节有2个磨损内径变大的套筒。按照链条整体伸长率0.3%计算总伸长量并平均到每个套筒，计算得到套筒磨损后内径。经过计算处理，一级链条内链节内径扩大0.028 575 mm，二级链条内链节内径扩大0.024 mm。

对链节内径扩孔后，重新建立用于销轴和套筒内壁的接触关系，代替链节间旋转副的约束关系。同样可以应用前文阐述的eTemplate功能模块，实现一级链条、二级链条销轴和套筒内径间接接触关系的批量导入设定。从而完成链条磨损伸长0.3%正时链传动系统动力学仿真分析模型的建立。

4.2 链条张力分析

通过提取链条磨损伸长正时链传动系统链节间销轴与套筒的接触力可以得到链条张力。图17、图18所示分别为曲轴链轮最高转速3 200 r/min 工况下一级链条、二级链条的链条张力。

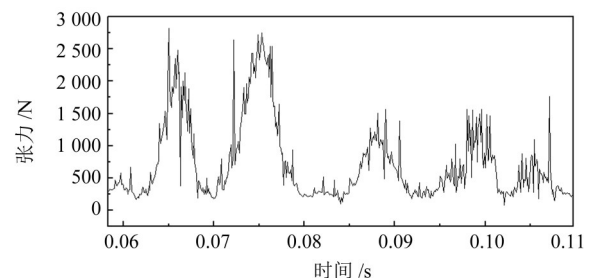


图17 3 200 r/min一级链条张力

Fig.17 Primary chain tension at 3 200 r/min engine speed

表4所示为链条磨损伸长前后一级链条、二级链条最大链条张力的仿真分析结果。

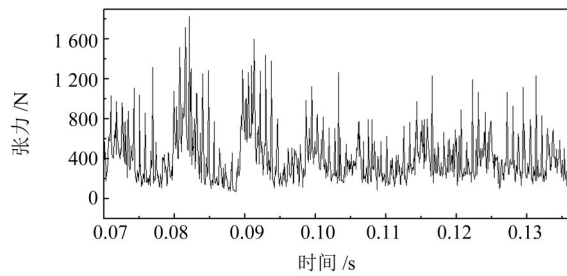


图 18 3 200 r/min 二级链条张力

Fig. 18 Secondary chain tension at 3 200 r/min engine speed

表 4 最大链条张力汇总表

Tab. 4 Summary Table of Maximum chain tension

转速/ (r/min)	磨损前一级 链条最大张 力/N	磨损后一级 链条最大张 力/N	磨损前二级 链条最大张 力/N	磨损后二级 链条最大张 力/N
1 000	1 993. 4	2 160. 2	886. 3	1 324. 9
1 500	2 319. 0	2 379. 3	935. 3	1 402. 5
2 000	2 438. 2	2 632. 4	1 013. 7	1 583. 5
2 500	2 652. 4	2 784. 5	1 109. 7	1 712. 7
3 200	2 733. 8	2 824. 6	1 206. 6	1 823. 7

分析表4数据可知, 链条最大张力与发动机转速正相关。链条磨损伸长后, 由于内链节套筒内壁的磨损, 使得套筒与销轴不再紧密连接, 随着转速波动、负载转矩波动会产生一定的振荡。因此, 链条磨损伸长正时链传动系统的最大链条张力相比磨损前有所增大。链条磨损伸长正时链传动系统一级链条最大张力为2 824.6 N, 远小于最大容许张力4 000 N; 二级链条最大张力为1 823.7 N, 远小于二级链条最大容许张力3 000 N。证明该柴油发动机正时链传动系统在全生命周期的链条张力符合安全、疲劳、可靠性的要求。

4.3 液压张紧器与导轨接触力分析

图19、图20所示分别为2 000 r/min工况下的链条磨损伸长正时系统一级、二级液压张紧器与导轨接触力及柱塞位移。

表5所示为1 000~3 200 r/min转速工况下链条磨损伸长正时系统液压张紧器与导轨的最大接触力、柱塞最大位移振幅。

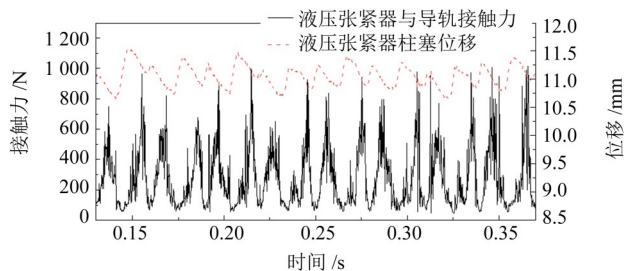


图 19 一级液压张紧器与导轨接触力及柱塞位移

Fig. 19 Contact force and plunger displacement of primary hydraulic tensioner

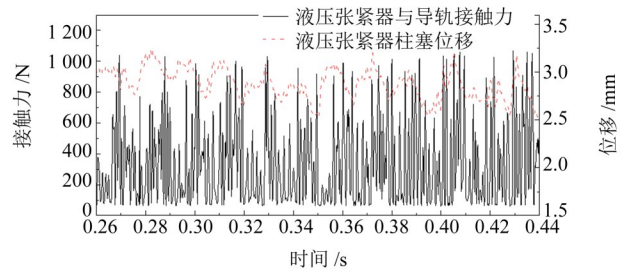


图 20 二级液压张紧器与导轨接触力及柱塞位移

Fig. 20 Contact force and plunger displacement of secondary hydraulic tensioner

表 5 液压张紧器最大接触力、最大位移振幅

Tab. 5 Maximum contact force and displacement amplitude of hydraulic tensioner

转速/ (r/min)	一级液压张 紧器最大接 触力/N	一级液压张 紧器位移振 幅/mm	二级液压张 紧器最大接 触力/N	二级液压张 紧器位移振 幅/mm
1 000	883. 86	±0. 642	1 076. 64	±0. 625
1 500	1 029. 64	±0. 449	987. 35	±0. 416
2 000	1 005. 12	±0. 393	1 069. 79	±0. 323
2 500	1 019. 36	±0. 347	1 102. 34	±0. 289
3 200	1 042. 48	±0. 344	983. 14	±0. 223

由于链条磨损伸长导致链节间振荡增大, 液压张紧器受到的激励频率、激励位移都相应增大, 相比表2的数据, 链条磨损伸长后, 液压张紧器与导轨的最大接触力及柱塞位移振幅显著增加。

4.4 传动误差分析

图21所示为2 000 r/min工况下链条磨损伸长正时链传动系统传动误差。选用系统稳定后1个典型的实时传动角度误差波动周期内的上下限差值作为链条磨损伸长正时链传动系统的传动误差。

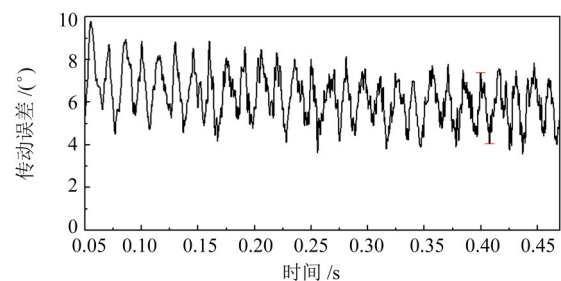


图 21 正时链传动系统传动误差

Fig. 21 Transmission error of the timing chain system

表6所示为不同转速工况下链条磨损伸长正时系统最大传动误差。相比表3数据, 最大传动误差显著增大。1 000 r/min工况下最大传动误差为4°, 小于正时系统许用传动误差5°, 这证明链条磨损伸长的极端工况下正时链传动系统动力传递仍具可靠性。

表6 正时系统最大传动误差

Tab. 6 Maximum transmission errors of the timing system

转速/(r/min)	最大传动误差/(°)
1 000	4.00
1 500	3.61
2 000	3.35
2 500	3.22
3 200	3.04

4.5 链条运行轨迹分析

提取一级、二级链条指定链节的质心运行轨迹,可绘制链条运行轨迹曲线。图22、图23所示分别为链条磨损伸长前后正时链传动系统链条运行轨迹的对比。链条磨损伸长后,正时链条运行较平稳、无明显振荡,证明了极端工况正时系统的可靠性。链条磨损前后链条运行轨迹明显不重合的区域是由于液压张紧器柱塞伸出补偿链条磨损伸长导致的。

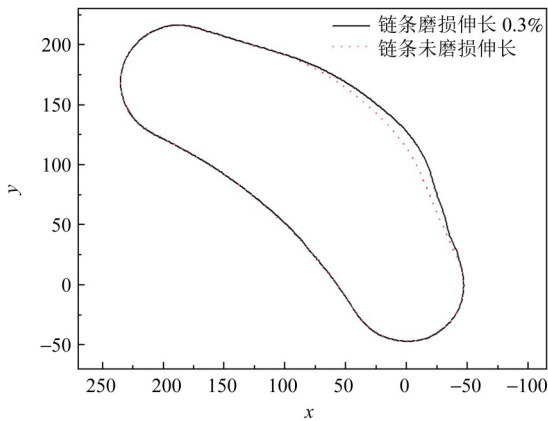


图22 一级链条运行轨迹

Fig. 22 Track of primary chain operation

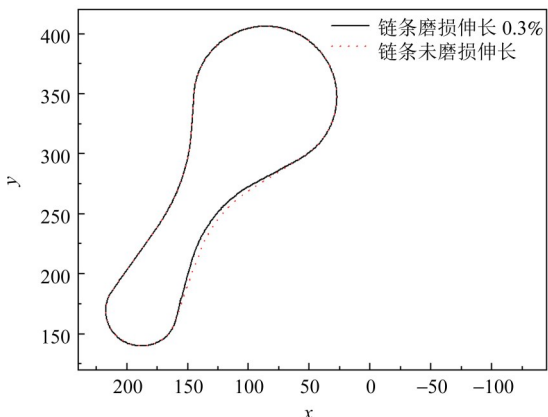


图23 二级链条运行轨迹

Fig. 23 Track of secondary chain operation

5 结论

利用多体动力学仿真分析工具RecurDyn,针对某款柴油发动机正时链传动系统进行了动力学仿真

分析,为柴油发动机正时链传动系统的快速动力学建模、动力学特性分析、全寿命周期内的可靠性验证提供了一种有效方法。本文成果为研究链条磨损伸长对正时链传动系统动力学特性的影响提供了参考依据,具体结论如下:

1) 链条最大张力与曲轴转速正相关,一级、二级链条的最大链条张力2 733.8 N、1 206.6 N符合链条最大容许张力的要求。

2) 正时链传动系统运行时,液压张紧器与张紧导轨连接紧密,起到吸收链条波动、改善正时系统动力学特性的作用。

3) 不同转速工况下,正时链传动系统的传动误差最大为1.47°,证明了该正时链传动系统动力传递的可靠性。

4) 对于链条磨损伸长率达0.3%的极端工况,正时链传动系统一级链条、二级链条的最大链条张力2 824.6 N、1 823.7 N,符合链条最大容许张力的安全要求。正时系统传动误差最大为4°,小于许用最大传动误差5°。证明该极端工况正时链传动系统仍具备可靠性。

参 考 文 献

- [1] 冯增铭,奚佳欣,杨金兴. 汽车发动机正时链传动系统开发技术[M]. 北京:机械工业出版社,2019:1-2.
FENG Zengming, XI Jiaxin, YANG Jinxing. Development technology of timing chain drive system for automotive engine[M]. Beijing: China Machine Press, 2019: 1-2.
- [2] SAUER B, NICOLA A, FLIERL R, et al. Features of timing chain drives[J]. MTZ Worldwide, 2007, 68(12): 28-30.
- [3] DAN K, KAWAKAMI T. Research on dynamic behavior simulation technology for cam-drive mechanism in single-cylinder engines[R]. SAE Technical Paper, 2009: 89.
- [4] 杨泽宇. 混合动力乘用车发动机正时齿形链系统振动噪声分析[D]. 长春:吉林大学,2022.
YANG Zeyu. Vibration and noise analysis of engine timing silent chain system on hybrid electric vehicle[D]. Changchun: Jilin University, 2022.
- [5] 李博学. 混动汽车发动机正时齿形链系统振动噪声研究及优化[J]. 汽车测试报告, 2023(4): 74-76.
LI Boxue. Research and optimization on vibration and noise of timing toothed chain system of hybrid automobile engine[J]. Car Test Report, 2023(4): 74-76.
- [6] YANG J X, FENG Z M, GAO H H, et al. Multibody dynamics analysis of a silent chain drive timing system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37(4): 1653-1664.
- [7] 冯增铭,杨金兴. 基于RecurDyn的汽车发动机正时带传动系统

- 多体动力学仿真[J]. 机械传动, 2020, 44(8): 8-13.
- FENG Zengming, YANG Jinxing. Multi-body dynamics simulation of timing belt drive system for automotive engine based on RecurDyn [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44 (8) : 8-13.
- [8] PEREIRA C, AMBRÓSIO J, RAMALHO A. Application of a tensioner on a chain drives multibody model [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 394: 140-143.
- [9] DE ROSSI L, SCHRAMM A, DE FELICE A. Multibody efficiency analysis of chain drives in racing motorcycles [J]. Journal of Applied and Computational Mechanics, 2022, 8(3) : 1091-1102.
- [10] EGOROV A, KOZLOV K, BELOGUSEV V. A method for evaluation of the chain drive efficiency [J]. Istrazivanja i Projektovanja Za Privredu, 2015, 13(4) : 277-282.
- [11] KOZLOV K, BELOGUSEV V, EGOROV A, et al. Development of method to evaluate friction losses of chain drives [C]//Engineering for Rural Development, 2018: 23-25.
- [12] EGOROV A V, KOZLOV K E, BELOGUSEV V N. Experimental identification of the electric motor moment of inertia and its efficiency using the additional inertia [J]. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 2016, 11(17) : 10582-10588.
- [13] KOZLOV K E, EGOROV A V, BELOGUSEV V N. Experimental evaluation of chain transmissions lubricants quality using a new method based on additional inertia moment use [J]. Procedia Engineering, 2017, 206: 617-623.
- [14] MULIK R, RAMDASI S S. Development of indigenous methodology for design and dynamic analysis of engine valve train system with timing chain drive for high speed applications [C]//SAE Report, 2015: 1572-1577.
- [15] 王淑坤, 孟繁忠, 程亚兵, 等. 汽车发动机正时链的多冲特性 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(4) : 495-497.
- WANG Shukun, MENG Fanzhong, CHENG Yabing, et al. Multicycle impact property of automotive engine timing chain [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005, 37(4) : 495-497.
- [16] 陈璐翔. 汽油发动机正时齿形链系统振动噪声特性研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2021.
- CHEN Luxiang. Research on vibration and noise characteristics of gasoline engine timing silent chain system [D]. Changchun: Jilin University, 2021.
- [17] 张京正, 王勇, 薛云娜. 发动机正时链波动与冲击特性 [J]. 山东大学学报(工学版), 2007, 37(2) : 30-33.
- ZHANG Jingzheng, WANG Yong, XUE Yunna. The fluctuation and impact effect of the engine time chain [J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2007, 37(2) : 30-33.

Dynamics simulation of timing chain drive system for diesel engine

XU Jiangcheng¹ FENG Zengming¹ XING Jianheng² LIAO Hangzhou²

(1. School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

(2. Hangzhou Donghua Chain Group Co., Ltd., Hangzhou 311102, China)

Abstract: [Objective] To validate the correctness and rationality of a diesel engine timing chain drive system, as well as to investigate the effects of wear elongation over the timing chain's lifecycle on the dynamic characteristics of the timing chain drive system, it is necessary to conduct a dynamic simulation analysis of the timing chain drive system. [Methods] This paper developed a multi-body dynamics model based on the multi-body dynamics simulation software RecurDyn. The dynamic characteristics of the timing chain drive system were investigated under various speed conditions. By constructing a dynamic model with 0.3% chain wear elongation, the dynamic characteristics analysis of the timing chain drive system under extreme operating conditions with chain wear elongation reaching its limit was accomplished. [Results] The results indicate that the analysis of dynamic characteristics such as chain tension and transmission error during the life cycle of the timing chain drive system meets the requirements, verifying the reliability of the timing chain drive system throughout its service life and the stability of the system under extreme conditions. The RecurDyn-based multibody dynamics simulation methodology for diesel engine timing chain system presented in this paper provides an effective and reliable research approach for dynamic characteristic analysis and performance evaluation of timing chain drive system.

Key words: Diesel engine; Timing chain drive system; Multi-body Dynamics simulation; Dynamic characteristic analysis; Reliability