

某曲轴缸体系统刚柔耦合动力学仿真研究

李晓楠¹, 焦旭宁², 冯国胜¹, 李晨阳¹

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 长城汽车股份有限公司 哈弗技术中心, 河北 保定 071000)

摘要:曲柄连杆活塞机构是发动机的重要组成部分,在运动中会受到周期性的激振力作用,直接影响着系统工作的平顺性和零部件的寿命。针对某直列6缸柴油机使用虚拟样机仿真软件ADAMS搭建了曲轴缸体系统的刚柔耦合多体动力学仿真平台,通过对活塞的位移、速度和加速度的运动规律进行模拟,以及对气缸体所受侧向冲击力和曲轴载荷及主轴颈最小油膜厚度等特性进行仿真,得到了较为可靠的运动学和力学数据。结果表明,软件模拟仿真结果与柴油机实际情况基本一致,为曲轴缸体系统进一步优化设计和提高整体性能提供了理论依据。

关键词:柴油机; 曲轴; 刚柔耦合; 多体动力学; ADAMS

中图分类号:TK413.3 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2017)03-0065-06

0 引言

多体动力学仿真技术作为一种能够较为精确地模拟出发动机的振动、载荷情况的方法,已经在国内得到广泛应用^[1-3]。在发动机实际工作过程中,曲轴会受到气缸内气体压力、连杆组惯性力和摩擦力等综合作用,受力情况复杂。文献[4]中使用有限元方法计算出了气缸体的模态特性,文献[5]中通过多体动力学仿真得到了柔性曲轴的疲劳可靠性结果。本文通过ANSYS软件将某型柴油机曲轴转化成柔性体然后导入到ADAMS中进行多体动力学分析,并对活塞运动和缸体曲轴载荷及油膜厚度进行模拟分析计算,得到了各部分零部件的时程载荷数据。相比于传统的设计方法,动态仿真技术可以在设计早期计算出关键参数,从而缩短了开发周期,节约设计成本和时间,对内燃机的设计优化有着重要意义。

1 柔性体动力学方程建立与示功图

1.1 动力学微分方程描述

应用拉格朗日微分方程对系统进行多体动力学仿真,选用惯性系中的笛卡尔坐标系对系统中的刚体结构建立广义坐标如下

$$\xi = \{x \ y \ z \ \psi \ \theta \ \varphi\}^T \quad (1)$$

柔性体的动力学微分方程建立在广义坐标基础之上,且能够描述系统的柔性体的非线性位移和微小的弹性形变,其变形可近似用离散的自由度位移 u 表示,在小弹性范围内,位移 u 可表示为模态向量和模态坐标的线性组合,则位移 u 可分别表示为

$$u = \phi \cdot q \quad (2)$$

式中, ϕ 为线性自由度对应的模态矩阵; $q_i (i=1, \dots, m)$ 是柔性体的广义模态坐标, m 为模态数。则柔性体广义坐标公式

$$\xi = \{x \ y \ z \ \psi \ \theta \ \varphi \ q_i (i=1, \dots, m)\}^T \quad (3)$$

柔性体的运动方程式建立在广义坐标基础之上,则基于广义坐标推导的拉格朗日微分方程^[1]为

收稿日期:2016-05-22 责任编辑:刘宪福 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.2017.03.13

基金项目:河北省研究生创新项目(yz2016003)

作者简介:李晓楠(1990-),男,硕士研究生,主要研究方向为车辆电子控制。E-mail:284289502@qq.com

李晓楠,焦旭宁,冯国胜,等.某曲轴缸体系统刚柔耦合动力学仿真研究[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2017,30(3):65-70.

$$\mathbf{M}\ddot{\xi} + \dot{\mathbf{M}}\dot{\xi} - \frac{1}{2}\left[\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \xi}\dot{\xi}\right]^T \dot{\xi} + \mathbf{K}\xi + \mathbf{f}_g + \mathbf{D}\dot{\xi} + \left[\frac{\partial \psi}{\partial \xi}\right]^T \lambda = \mathbf{F} \quad (4)$$

式中, $\mathbf{M}$ 是自由体的质量矩阵; $\dot{\mathbf{M}}$ 自由体质量矩阵对时间的一阶导数; ξ 是柔性体的广义坐标; $\dot{\xi}, \ddot{\xi}$ 分别是 ξ 对时间的一阶和二阶导数; $\partial \mathbf{M} / \partial \xi$ 是质量矩阵对广义坐标的偏导数; $\mathbf{K}$ 为广义刚度矩阵; $\mathbf{f}_g$ 是广义重力; $\mathbf{D}$ 为模态阻尼矩阵; ψ 为代数约束方程; λ 为约束的拉格朗日乘子; $\mathbf{F}$ 为广义激振力。

1.2 主轴承高压油膜微分方程

主轴承通常采用动力润滑方式, 轴承油膜起到润滑和支撑曲轴压力的作用, 并且随着曲轴的旋转, 油膜的力学表现为非线性关系, 直接影响曲轴的振动特性。通过弹性动力学润滑理论(EHD)分析油膜的力学特性, 建立轴承固定坐标系, 对质量保护空化模型应用雷诺平均方程求解出油膜压力方程^[2]

$$\frac{\partial}{\partial x}(\bar{\theta} \cdot \phi_x \cdot \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{\theta} \cdot \phi_z \cdot \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial z}) = \frac{\mu_1 + \mu_2}{2}(\bar{\theta} \cdot \bar{h}_r \cdot \bar{\theta} \cdot \sigma_s \cdot \phi_s) + \frac{\partial(\bar{\theta} \cdot \bar{h}_T)}{\partial t} \quad (5)$$

式中, ϕ_x 和 ϕ_z 为 x 和 z 方向压力流量因子; ϕ_s 剪切流量因子; θ 是填充率; p 是油膜压力; η 是润滑油粘度; h 油膜厚度; h_T 是平均油膜厚度; μ_1 和 μ_2 是轴颈和轴承表面的圆周速度; σ_s 综合表面粗糙度; σ_1 和 σ_2 分别为轴颈与轴瓦表面粗糙度; t 为时间; x 和 z 分别为轴颈径向和轴向坐标。方程应用扩展雷诺方程的边界条件^[3]。

1.3 第一缸压力示功图

由于动力学仿真中各结构受力随气缸内压力的变化而变化, 于是给出了第一缸气体压力的示功图如图 1 所示, 其它各缸压力与第一缸相同。已知此直列 6 缸柴油机的点火顺序为 1→5→3→6→2→4, 在发动机转速为 1 600 r/min 时, 气体的最大爆发压力为 12.76 MPa, 最大爆发压力的相位差为 120°。由示功图可知, 第一缸的最大爆发压力出现在曲轴转角为 365°时, 则由相位差可以计算出当曲轴转角为 127°时第二缸达到最大爆发压力。

2 曲轴系多体动力学建模

2.1 曲轴有限元模型建立

由于发动机结构中活塞组和连杆组是传递力与力矩的主要结构, 不考虑其形变而将其视为刚体。而曲轴由于结构复杂并且在运动过程中承受着连杆组的压力、转矩和主轴承高压油膜约束, 使其运动形态复杂多变, 对整体的动力学特性有着重要影响, 运动过程中的弹性形变必须加以考虑。因此, 将曲轴结构建立为柔性体模型。

本设计用 ANSYS 建立了曲轴结构的有限元模型, 对此结构划分网格后进行模态分析, 生成了包含材料、节点等模态信息的中性文件。曲轴有限元模型如图 2 所示, 曲轴模型模态分析后得到了前 6 阶模态固有频率如表 1 所示。

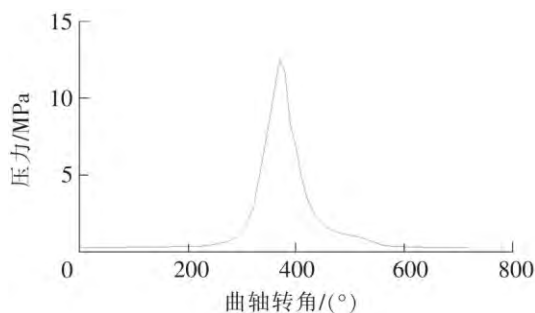


图 1 气体压力示功图



图 2 曲轴有限元模型

2.2 ADAMS 动力学建模

将曲轴多刚体系统导入到 ADAMS 中并对各零部件之间添加约束关系和接触力, 同时将生成的 *.mnf 中性文件导入到 ADAMS 中替换刚性曲轴, 从而得到曲轴缸体系统的刚柔耦合模型。将实验测得的气缸内气体压力数据保存为 *.txt 文件, 在 ADAMS 中利用 spline 函数将气缸压力数据导入, 对活塞添

加单向力 $sforce$, 通过 Math Function 将力函数修改 $AKISPL(TIME, 0, SPLINE_1, 0)$ 完成添加气缸压力函数的过程。通过 Motion 函数将曲轴转速设为 $9\ 600\ d * time$ 即 $1\ 600\ r/min$ 后进行仿真。最终建立的刚柔耦合模型如图 3 所示。

表 1 曲轴各阶固有频率

阶次 n	固有频率/Hz
1	358
2	426
3	591
4	745
5	917
6	1 268

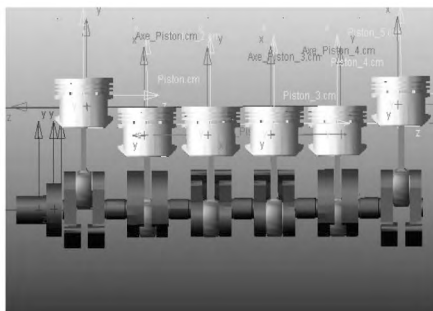


图 3 曲轴缸体系统仿真模型

3 运动学与动力学仿真分析

3.1 活塞运动学与动力学分析

通过对活塞的运动进行仿真,可以观察到活塞的位移和速度曲线呈正弦周期性变化,加速度曲线呈周期性变化。如图 4 所示,当曲轴转速为 $1\ 600\ r/min$ 时,活塞最大速度为 $9.85\ m/s$,平均速度为 $4.27\ m/s$,最大速度与平均速度之比为 2.31 ,与理论值基本相符。活塞运动的加速度与所受合力相关,活塞运动到上止点时加速度最大为 $1\ 250\ m/s^2$,运动到下止点时加速度为 $-754\ m/s^2$ 。

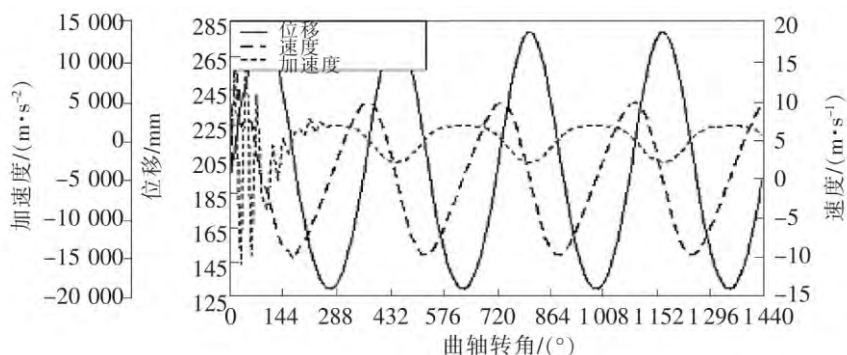


图 4 活塞运动的位移、速度和加速度

为了分析气缸加速度变化产生的振动响应与冲击以及进一步优化车辆的悬置结构参数,对活塞加速度进行 FFT 变换,将时域信号转化为频域信号,可以得到加速度信号在不同频率下的频谱特性,如图 5、图 6 所示。分析其频谱特性可知气缸加速度的主要频率成分为发动机转速频率的 3、6、8 谐波,原因有可能为基础轴承产生松动所导致。其中最大峰值出现在转速频率的 6 谐波且为单峰值,初步可以推测为转子不平衡引发振动的可能性较大^[4]。加速度的波动可能会引起气缸体的噪音和振动,可以通过对结构体进行优化设计从而改进结构的频响特性,减小振动和噪声。

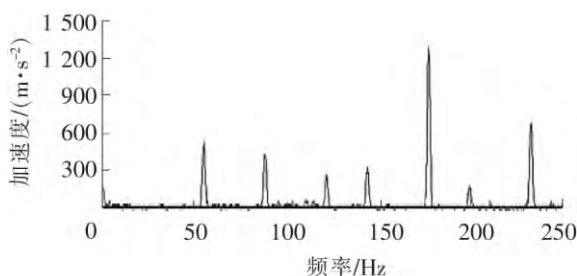


图 5 活塞加速度 FFT 曲线

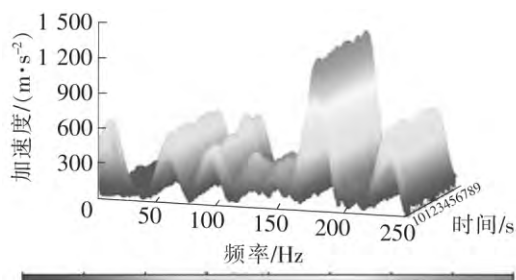


图 6 活塞加速度 FFT 3D 曲线

活塞对气缸的侧压力是由于连杆中心线对活塞处于倾斜时产生的侧向推力,侧压力大小是引起气缸磨损的主要因素。此外由于活塞和缸体之间存在间隙,使得活塞上下往复运动的同时也伴随着从一侧运动到另一侧的横向移动,从而引起了缸体的振动冲击,对发动机运动平稳性有重要影响。图 7 为活塞在一个工作循环内侧推力曲线。分析图像可知,活塞进气与压缩过程侧压力较为平稳,当压缩气体到达上止点后,气缸内气体被点燃爆发,活塞侧推力迅速到达最大值约为 12.7 kN,随着曲轴继续旋转侧压力逐渐减小并趋于平稳。

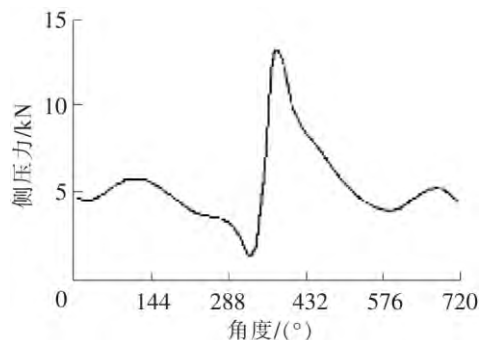


图 7 活塞对缸体的侧压力

3.2 曲柄销动力学分析

通过对模型进行动力学仿真,得出曲柄销所受径向力、切向力以及合力如图 8 所示。由图 8 可知,曲柄销载荷主要为径向力产生,径向力最大值出现在曲轴转角为 365° 左右,约为 160.9 kN。随着曲轴继续旋转,切向力继续变大,最大值出现曲轴转角为 395° 左右,最大值约为 74.4 kN。曲柄销所受合力最大值出现在活塞到达上止点后气体被点燃时,载荷最大值约为 174 kN,此时曲柄销受到连杆巨大推力开始做功,曲柄销与连杆接触点即为最大应力点,最大应力点附近应避开油孔和油槽的布置,以免发生疲劳断裂影响其使用寿命^[5]。

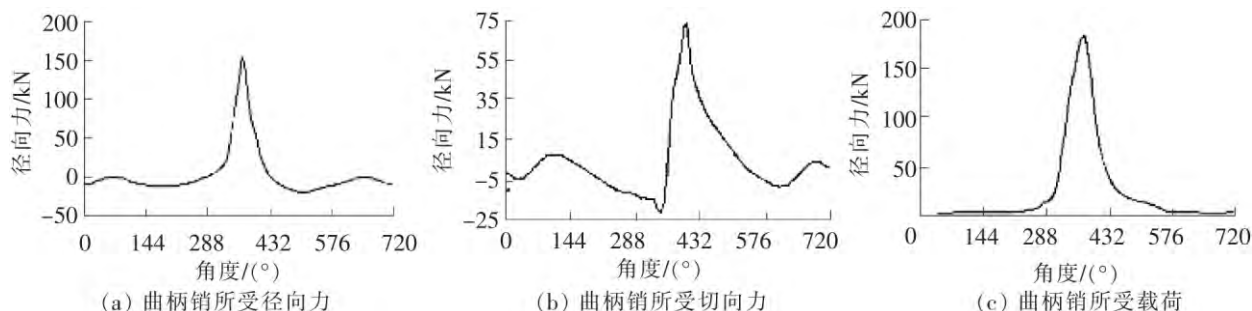


图 8 曲柄销受力曲线

3.3 主轴颈动力学分析

主轴颈上的作用力主要是由气缸内气体压力和连杆组惯性力传递过来产生的,主轴颈上压力的大小直接影响整个曲轴的疲劳特性和寿命,并对润滑油槽的和进油口的位置布置起决定性作用^[6]。由于此发动机为直列 6 缸左右对称排布形式,通过系统仿真可知,第 2 至第 6 主轴颈受力情况类似,在一个工作循环内会出现两个峰值;第 7 主轴颈受力情况与第 1 主轴颈相似,仅有一个峰值。因此仅对第 1、2 主轴颈进行分析研究。在一个工作循环内第 1、2 主轴颈受力随曲轴转角变化曲线如图 9、图 10 所示。

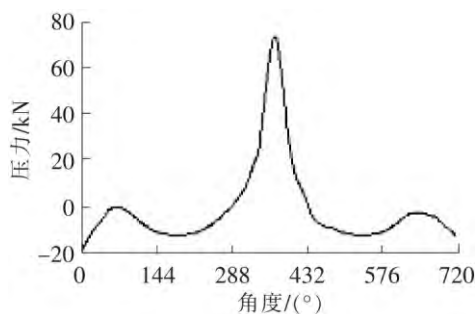


图 9 第 1 主轴颈受力曲线

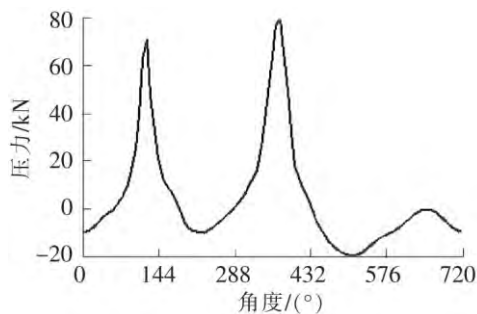


图 10 第 2 主轴颈受力曲线

第 1 主轴颈曲线峰值出现在曲轴转角约为 365° ,最大值约为 73 kN,第 2 主轴颈曲线两个峰值分别出

现在曲轴转角为 125° 和 365° 左右,其值分别为 71.2 kN 和 79.6 kN 。通过对比二者发现,在曲轴转角为 365° 左右即第1缸气体爆发时,第1、2主轴颈同时出现峰值,此最大值为第1缸气体爆发所产生。在曲轴转角为 365° 左右时第2主轴颈受力明显高于第1主轴颈受力,但第2主轴颈在曲轴转角为 125° 时多出一个峰值,这是由于各缸爆发时的相位差和曲柄销受力的相互作用所引起的。且第1主轴颈受力主要源于第1缸气体压力的作用,而第2主轴颈同时承受左右相邻两缸气体压力的同时作用,因此第2主轴颈在相位角相差 240° 的位置出现两个峰值。此外由于曲轴为柔性体,使得第2主轴颈更容易受到其它缸的冲击力,力之间的相互叠加使得在相同转角时,第2主轴颈受力明显高于第1主轴颈。此外,分析两图可得,第1主轴颈在曲轴转角在 $310^\circ \sim 410^\circ$ 之间,第2主轴颈转角在 $90^\circ \sim 180^\circ$ 与 $310^\circ \sim 410^\circ$ 之间受力较大,应避免在此处附近布置油孔和油槽。

3.4 主轴承高压油膜仿真分析

模型中选取润滑油的粘温特性符合 Vogel 模型^[7]

$$\eta(T) = A \cdot e^{(B/(T+C))} \quad (6)$$

式中, η 为特性粘度; T 为热力学温度; 由于选取的机油型号为 SAE10W-40, 则 $A = 0.144\text{ Pa} \cdot \text{s}$, $B = 1306.5\text{ K}$, $C = 393.9\text{ K}$ 。

根据 ADAMS 中雷诺微分方程解的数据库, 自定义子数据库。通过迭代后轴心偏心率和主轴承载荷对数据库中的数据进行插值计算, 得出下一个迭代条件, 重复差值计算过程直至收敛, 进而得出主轴承最小油膜厚度解。通过对主轴承润滑油膜动力学仿真, 得到了第1和第2主轴承润滑油膜最小厚度随曲轴转角变化曲线, 如图11、图12所示。分析结果可知油膜最小厚度均出现在曲轴转角为 360° 左右即气缸发火时刻, 其值分别为 $14.5\text{ }\mu\text{m}$ 和 $9\text{ }\mu\text{m}$ 。且与主轴承载荷的峰值对应。由于第2主轴颈轴承处安装了止推片, 使得其振动作用更加剧烈, 且承受载荷增加, 从而使得其最小油膜厚度明显小于第1主轴颈的油膜厚度。在设计时可以略微增大第2主轴颈宽度, 提升其承受载荷的能力。

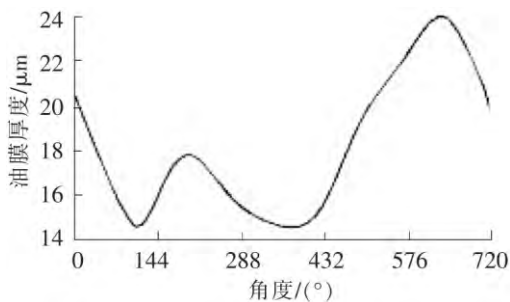


图 11 第 1 主轴承油膜厚度

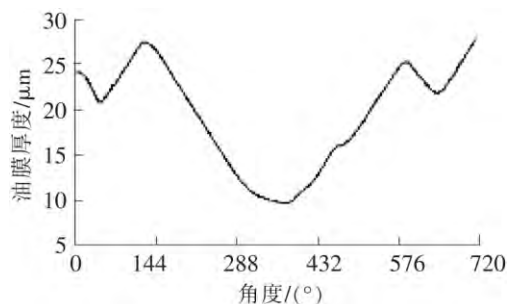


图 12 第 2 主轴承油膜厚度

4 结论

(1) 基于多体动力学理论之上建立了曲轴缸体系统的刚柔耦合模型, 通过对气缸体、曲柄销和主轴颈等结构的运动学和动力学仿真分析, 可较为精确地模拟其运动和受力情况, 为其特性分析提供了可靠地参考数据。

(2) 仿真结果中气缸体位移、速度和加速度与实际情况相符, 对气缸体的侧向冲击力和加速度频谱分析为减少发动机的振动冲击和故障诊断提供了重要依据。

(3) 仿真结果得出了曲柄销和曲轴主轴颈的最大载荷位置以及其动态载荷变化, 为合理布置润滑油口和油槽的位置提供了参考依据。

(4) 通过仿真对比各轴承处油膜最小厚度的变化过程, 得出了油膜厚度随载荷变化的关系, 对轴承润滑状况的优化和各轴颈宽度的优化具有较为深远的意义。

参 考 文 献

[1] 陆佑方. 柔性多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996.

- [2]温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社, 1991.
- [3]王刚志, 舒歌群, 梁兴雨. 多缸内燃机主轴轴承油膜厚度的试验研究[J]. 内燃机工程, 2008, 29(4): 76-80.
- [4]王敬, 张蕾, 陈希林. 基于多体动力学的发动机曲柄连杆机构平衡性研究[J]. 内燃机, 2013(6): 32-34.
- [5]邢正双, 雷基林, 毕玉华, 等. 柴油机曲轴系多体动力学仿真分析[J]. 科学技术与工程, 2010, 10(5): 1242-1245.
- [6]高爽, 冯国胜, 张兆松, 等. 内燃机曲柄连杆机构的建模与仿真分析[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2014, 27(2): 87-90+95.
- [7]魏春源, 张卫正, 葛蕴珊. 高等内燃机学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.

Study on Coupled Dynamics Simulation of Crankshaft and Cylinder System

Li Xiaonan¹, Jiao Xuning², Feng Guosheng¹, Li Chenyang¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Department of HAVAL Technology Center, Great Wall Motor Co., Ltd, Baoding 071000, China)

Abstract: Crankshaft and cylinder system is an important part of the engine, and can be affected by the periodic excitation force in motion, which directly affects the smoothness and life of the parts during work. This design uses virtual simulation software ADAMS to build a coupled multi-body dynamics simulation platform of crankshaft and cylinder system for an inline six-cylinder diesel engine. The reliable data of kinematics and mechanics are obtained by simulating the characteristics such as displacement, velocity, acceleration of piston, lateral impact force to the cylinder block and the minimum thickness of oil film. The analysis shows that the software simulation results are generally the same as the actual situation, which provides theory basis for further optimization design and overall performance improving of the crankshaft and cylinder system.

Key words: diesel engine; crankshaft; the coupled; multi-body dynamics; ADAMS

(上接第 64 页)

- [3]申长国. 双索面弯塔宽幅斜拉桥抗震分析[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2016, 29(2): 17-21.
- [4]王杰, 李建中. 不同纵向约束体系对三塔悬索桥地震反应影响研究[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2016, 29(2): 1-5, 11.
- [5]张杰, 杜宇波, 杨明亮. 一种内凸轮摇块式激振器原理与运动分析[J]. 陕西工学院学报, 2002, 18(3): 1-3.
- [6]冯海峰, 谢建刚. 无自振激振器偏心轮的力学性能分析[J]. 设备设计/诊断维修/再制造, 2012(6): 116-119.
- [7]唐经世. 工程机械[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1980.
- [8]倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989.

Research on a New-type of Machine Vibrator

Liu Dan, Xing Haijun, Shen Yongjun

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: A new-type of machine vibrator which includes gearing, driving device, eccentrics, spline shaft, box and so on is presented. The structure composition is introduced and the equation of the exciting force is derived. Then the corresponding calculation program is compiled to solve the equation with Matlab. Calculation result shows that the maximum amplitude of the exciting force fluctuates within a narrow range when the vibrator is changed from low frequency to high frequency.

Key words: new-type machine vibrator; eccentric device; exciting force; excited frequency; Matlab