

面向对象的发动机曲柄连杆机构动力学仿真

杜爱民, 梁 昆

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 基于面向对象的多物理领域联合仿真平台 SimulationX, 建立了发动机工作过程和曲柄连杆机构的统一物理模型, 该模型实现了发动机一维燃烧和运动机构三维动力学联合仿真. 通过对某型号发动机曲柄连杆机构的多刚体系统动力学仿真分析, 得到了相关载荷参数, 为后续发动机的热力学和结构动力学分析提供了边界条件, 也为发动机数字化的虚拟设计和仿真分析提供了依据.

关键词: 面向对象; 曲柄连杆机构; 工作过程; 多体动力学; 仿真

中图分类号: U 467.2

文献标识码: A

Object-oriented Dynamical Simulation on Crank and Connection Mechanism of Engine

DU Aimin, LIANG Kun

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A combined physical model of the engine operation process and dynamics of the crank and connection mechanism was presented based on an object-oriented and multi-domain simulation platform SimulationX. Thus, how to truly simulate the 1-D firing model and 3-D dynamics analysis of the engine was achieved. The dynamical results of the crank and connection mechanism of a practical engine were obtained via multi-body system simulation. The parameters of interaction forces after the simulation provide the boundary conditions for the future analysis on thermodynamics and kinetics of the engine. Meanwhile, the whole simulation process offers one of the evidence for the virtual design of the engine.

Key words: object-oriented; crank and connection mechanism; operation process; multi-body dynamics; simulation

的动力机械. 在发动机工质循环中, 涉及到进气、排气、燃料的喷入、燃烧, 各种零部件的传热、受力、对外输出机械功以及各种控制机构的协同工作等复杂情况.

随着发动机技术的快速发展和相关排放法规的不断出台, 对发动机动力机构的设计提出了更多的要求. 发动机的曲柄连杆机构直接影响发动机的动力性、经济性和使用寿命等, 它的设计原则是解决工作过程中惯性力的平衡及改进结构以减少活塞对气缸壁的侧压力, 并减低发动机周期性工作下的振动, 但工作环境的瞬时变化使得这些分析十分困难. 同时, 发动机虚拟设计的核心内容之一就是仿真分析. 国内在这方面的研究与应用已经比较广泛, 并取得了很多经验与成果, 但与国际上的先进研究开发水平相比还存在一定的差距.

目前, 系统仿真建模多采用图形化仿真程序和仿真语言, 典型的方法有两种: 一是使用方块图建模软件, 如采用 MATLAB/Simulink 进行物理系统的建模. 这种方法需要将描述系统行为的微分代数方程手工推导为状态方程的形式, 对于大型复杂系统来说, 这个过程是非常困难的; 二是利用专用于单一领域的图形化建模与仿真的基本部件模型库进行建模, 如采用 AVL Tycon 进行发动机配气机构的仿真优化, 但此类专用软件的开放性较差, 且需要开发人员掌握高级编程语言进行二次开发.

解决这一问题的途径之一就是采用一种统一的多领域仿真建模“语言”以实现多个领域系统的建模. 在多领域物理系统建模与仿真领域最引人注目的是仿真语言 Modelica 的出现. 本文应用基于 Modelica 的多学科领域系统工程建模和仿真平台 SimulationX, 建立发动机工作过程的一维模型, 同时基于三维建模软件 UG 建立曲柄连杆机构各部件的 CAD 模型, 之后在 SimulationX 平台上建立曲柄连杆

发动机是一种工质开式循环并以间歇方式工作

机构的多体动力学模型,借助 SimulationX 良好的二次开发和联合仿真环境,实现发动机的一维燃烧模型和多体动力学模型的联合仿真,为后续的发动机虚拟设计及动力学优化设计提供了有力的参考。

1 发动机工作过程模拟计算

发动机缸内工作过程是一个很复杂的过程:燃烧过程发生在一个随时间不断变化的湍流场中,燃料是由几百种有机化合物混合而成,燃烧空间几何形状不断变化.并且由于实验条件和测试技术的限制,通过实验很难对缸内工作过程做一个精确的描述. SimulationX 动力传动元件库提供了一种基于 Vibe 燃烧模型的缸内燃烧元件,即“Vibe Combustion Function”,可以用来计算气缸压力、温度、名义扭矩损失和功率损失.元件内部输入参数主要有气缸几何参数(包括缸径,连杆比,行程,压缩比等)、燃烧数据(点火提前角和单缸喷油量等)和热力学数据(壁面温度和绝热系数等)。

Vibe 元件主要基于热力学第一定律.如果不考虑漏气,基本热力学方程为

$$\frac{dU(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dQ_{C,cyl}(\varphi)}{d\varphi} - \frac{dQ_W(\varphi)}{d\varphi} - p(\varphi) \cdot \frac{dV_{cyl}(\varphi)}{d\varphi} \quad (1)$$

式中: φ 为曲轴转角; $U(\varphi)$ 为气缸里工质内能变化; $Q_{C,cyl}(\varphi)$ 为喷入燃料燃烧放出的热量; $Q_W(\varphi)$ 为壁热损失; $p(\varphi)$ 为气缸压力; $V_{cyl}(\varphi)$ 为气缸容积。

式(1)中,燃烧放热率 $\frac{dQ_{C,cyl}}{d\varphi}$ 描述了气缸内的燃烧过程,具体在该元件中计算方法为

$$\frac{dQ_C(\varphi)}{d\varphi} = \frac{Q_{C,cyl}}{\varphi_1} a (V+1) \left(\frac{\varphi_0}{\varphi_1} \right)^V \cdot \left[-a \left(\frac{\varphi_0}{\varphi_1} \right)^{V+1} \right] \quad (2)$$

式中: a 为完全燃烧的 Vibe 参数,取为 6.908; V 为韦伯形状系数; φ_1 为燃烧持续角; φ_0 为燃烧开始时的曲轴转角。

应用 SimulationX 信号库、机械库、动力库里的相关元件,建立了发动机一维工作过程的仿真模型.以某四缸汽油机为例,一维工作模型如图 1 所示.各缸点火顺序为 1-3-4-2。

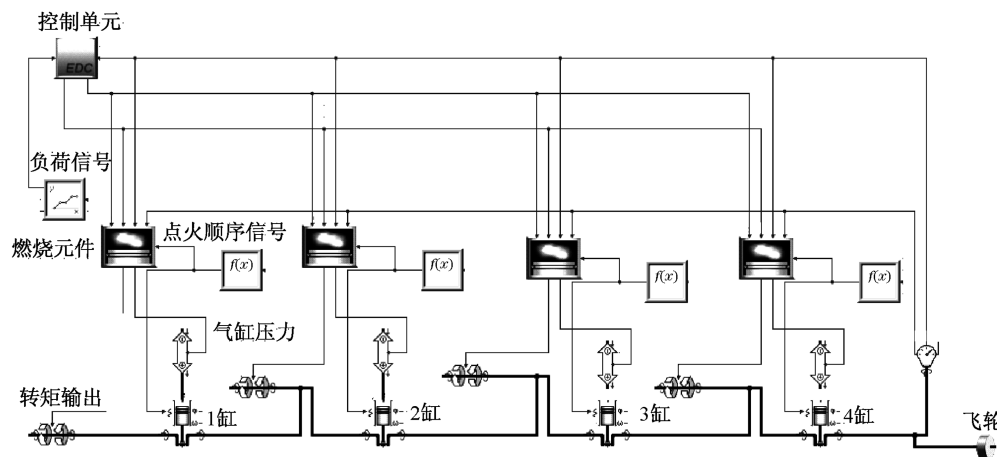


图1 某四缸汽油机一维工作过程模型示意图

Fig.1 1D model of operation process for a 4-cylinders gasoline engine

2 曲柄连杆机构多刚体动力学模型

随着内燃机的不断强化,曲柄连杆机构作为受力复杂的部件,工作条件愈加恶劣,在周期性变化的动载荷作用下,其性能优劣将直接影响到发动机的可靠性和寿命.因此,能够准确分析曲柄连杆机构的动力特性极为重要.本文以某汽油机的曲柄连杆机构为研究对象,应用三维实体建模软

件 UG 分别建立曲轴、连杆和活塞的三维模型,如图 2 所示。

多刚体系统动力学方法(MBS, multi-body system)理论发展基本成熟,至 20 世纪 70 年代末 80 年代初,多刚体系统动力学计算机辅助分析软件系统在国外已经达到商业化水平.本文基于 SimulationX 的 MBS 元件库建立曲柄连杆机构的多刚体动力学仿真模型,获得了曲柄连杆机构相应各运动件的运动规律以及它们之间的相互作用力等。

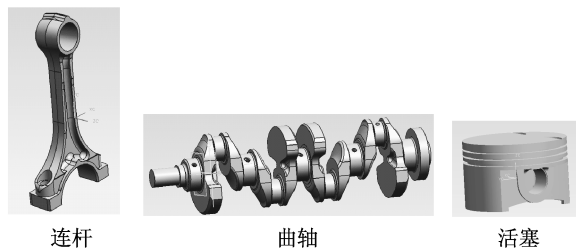


图2 曲柄连杆机构三维几何模型

Fig.2 3D model of crank and connection mechanism

多刚体动力学建模首先选择适当的广义坐标对物体进行描述,对于刚体 i ,采用质心在惯性参考系中的笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角作为广义坐标,表示为

$$q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi]^T, q = [q_1^T, \dots, q_n^T]^T \quad (3)$$

即每个刚体用6个广义坐标描述.系统动力学方程是最大数量但却高度稀疏耦合的微分代数方程,适用于稀疏矩阵的方法高效求解.

应用拉格朗日待定乘子法,得到多刚体系统的动力学方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + \phi_q^T p + \theta_q^T \mu - Q = 0 \quad (4)$$

$$\phi(q, t) = 0, \theta(q, \dot{q}, t) = 0$$

式中: q 为广义坐标列阵; Q 为广义力列阵; p 为对应于完整约束的拉氏乘子列阵; μ 为对应于非完整约束的拉氏乘子列阵; T 为系统能量, $\phi(q, t) = 0$

为完整约束方程, $\theta(q, \dot{q}, t) = 0$ 为非完整约束方程.

通过 UG 生成各部件的 STL 文件,获取动力学计算时所需要的各部件的质量、转动惯量、质心位置等物理特性参数. SimulationX 提供了可以全面模拟和分析多体力学系统各种动态特性的元件库,包括刚体、弹性体、力和约束元件以及运动副等.同时,每一个子模块可以有独立的参考坐标,减少了方程组的数量,提高了运算速度.

根据曲柄、连杆和活塞等零件之间的实际运动关系将运动副简化成 SimulationX 中的理想约束,建立的曲柄连杆机构的多刚体系统动力学模型如图3所示.其中,活塞销与活塞、活塞销与连杆小头、连杆大头与曲柄销简化成铰链约束;活塞与气缸套简化为滑动约束,不考虑气缸套的弹性变形作用.主轴承的约束作用对曲轴的轴向、径向运动都有一定影响,主轴承采用动力润滑方式,主轴承油膜起着支承曲轴、承载气缸压力载荷的作用,在本文中不考虑主轴颈与油膜的摩擦作用,并假定油膜支承为完全刚性,在主轴颈处建立起与总体固定参考坐标之间的圆柱副连接.缸内爆发压力随曲轴转角变化的曲线通过数值拟合元件 curve 1-4 和力元件 source 1-4 分别加载在各缸的滑动副上.对曲轴和总体坐标系之间的圆柱副元件“revolutejoint 2”进行信号扩展输出,将它的转角信号输入至 curve 1-4,作为示功图在气缸轴向进行加载.

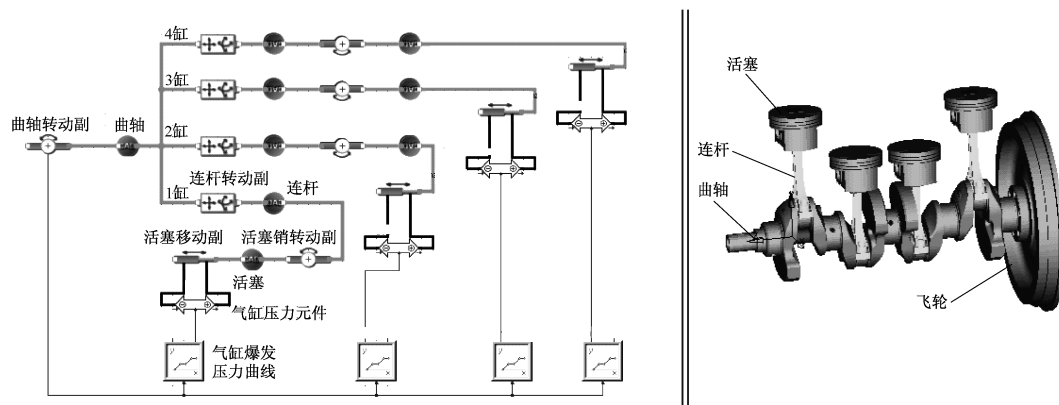


图3 曲柄连杆机构多刚体系统动力学模型

Fig.3 Multi-body system dynamics model of crank and connection mechanism

3 联合仿真模型

借助 SimulationX 一维与三维模型良好的互通

性,将发动机工作过程模型与曲柄连杆机构多体动力学模型集成,如图4所示.

建立的发动机工作联合仿真模型中,通过一维燃烧模型定义了曲柄连杆机构多体系统的边界条

件,即模拟发动机实际工作状况的气体压力载荷和曲轴运动转速.在具体施加气体压力边界条件时,应根据多缸发动机的发火顺序调整各活塞表面的气体压力相位.同时,惯性力载荷(包括往复运动惯性力

和旋转运动惯性力)边界条件,无需专门施加,将由所施加的曲轴转速以及各构件的质量分布情况,以体积力的形式自动施加给相应构件.

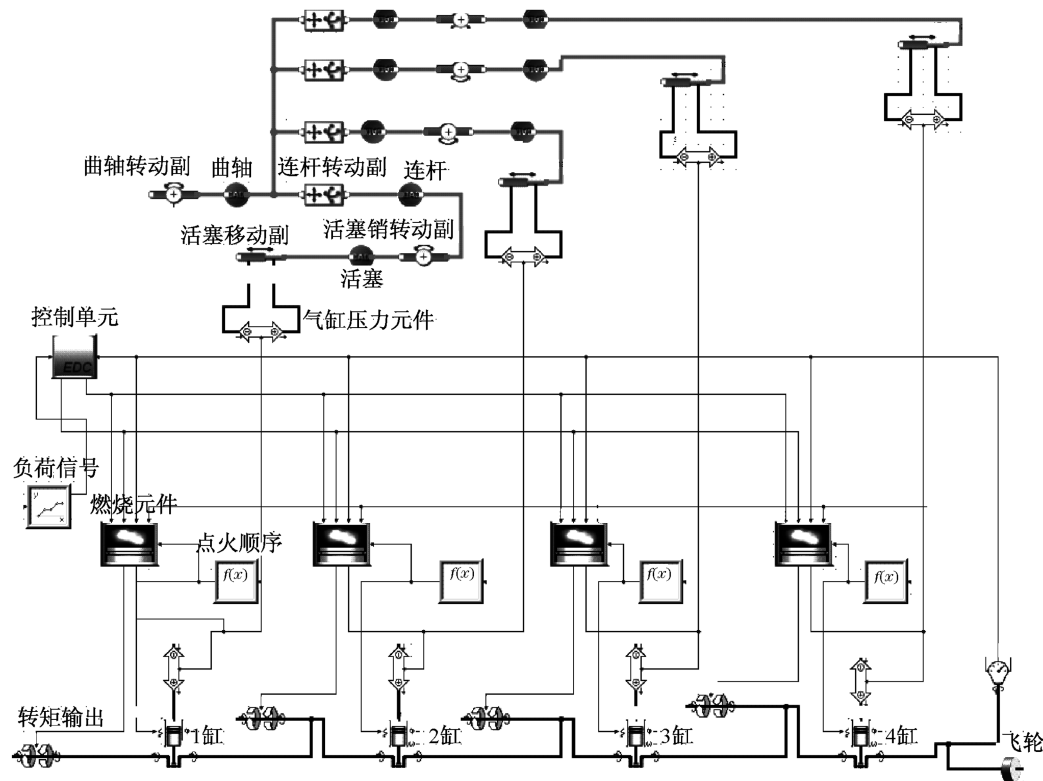


图4 发动机工作过程联合仿真模型

Fig.4 Combined simulation model for overall engine operation

4 动力学仿真结果分析

根据发动机不同工况下的工作特点,在SimulationX中进行发动机联合仿真,在物理样机之前获得曲柄连杆机构各组件之间的相互作用力曲线,依次来检验结构的合理性,并为具体零件的设计提供依据.模型运行时,设置发动机初始转速为 $n = 6\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,根据前述发动机的发火顺序,四缸的点火间隔角为 180° ,模型所有输入参数根据发动机实际几何参数和特性参数获取.

4.1 发动机爆发压力分析结果

示功图表示的是对应于一定转速下的气缸内压力(燃气爆发压力)随曲柄转角的变化关系.当发动机转速为 $6\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,运行图1所示发动机一维工作过程模型得到发动机缸内燃气爆发压力如图5所示.燃气最大爆发压力为60 bar.

4.2 曲柄连杆机构动力学结果评价

以第1缸活塞为例,位移、速度和加速度曲线如图6所示.由图可看出:活塞的运动速度呈规律的正弦曲线,在上止点后 75° 达到负的最大值为 $-20.873\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,在上止点后 285° 达到正的最大值为 $21.146\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,此时加速度为0.活塞最大正加速度为 $9.128 \times 10^3\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,最大负加速度为 $-1.73 \times 10^4\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

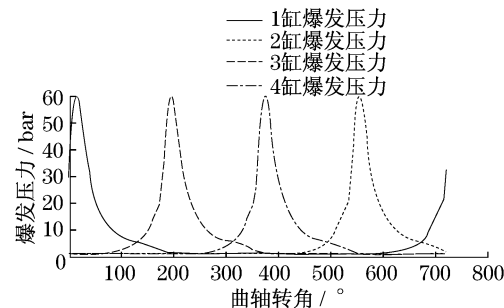


图5 各缸的燃气爆发压力

Fig.5 Fuel combustion pressure of 4 cylinders

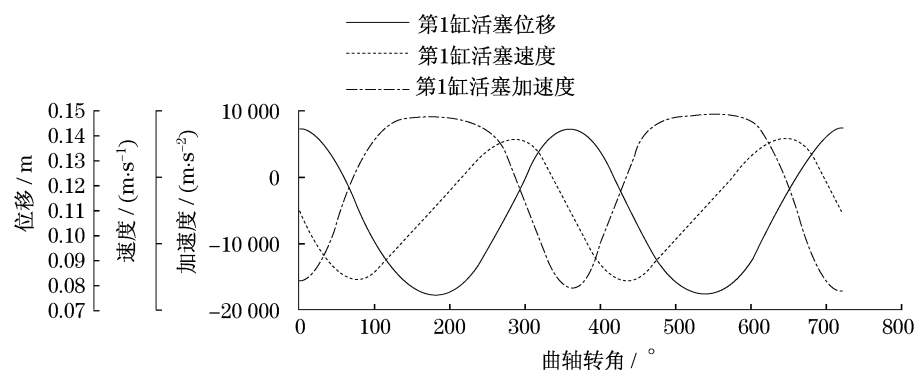


图6 第一缸活塞运动学仿真结果

Fig.6 Kinematics results of cylinder 1 piston

动力学模型运行后得到的发动机曲轴转速变化如图7所示.曲轴的转速即使在稳定的工况下也不是常数,而由于燃气压力和往复惯性力的周期性变化,随曲轴转角不断地改变.发动机一个工作循环时间内,曲轴的最大转速为 $6\,029\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,平均转速为 $5\,997\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$.发动机运转的不均匀系数为0.0067.

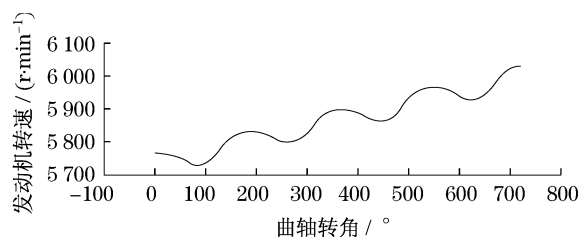


图7 曲轴转速变化曲线

Fig.7 Rotation speed of the crank

由图8可以看出,各缸活塞对缸壁的侧击力基本一致,只是在相位上相差 180° ,气缸壁受冲击较小.图中出现大的峰值是由于做功过程中活塞受到燃气压力巨大的冲击力而引起的.

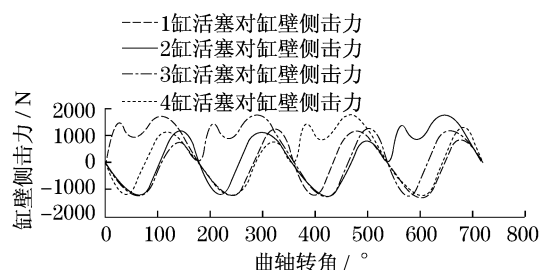


图8 四个气缸活塞对缸壁的侧击力曲线

Fig.8 Lateral force of pistons on cylinder wall

第1缸和第2缸活塞往复惯性力随曲轴转角的关系如图9所示,1,3缸活塞往复惯性力相同,2,4缸也相同.在活塞运动到上止点时往复惯性力最大,为 $8\,705\text{ N}$.

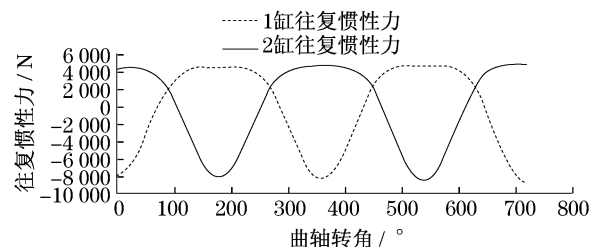


图9 第1缸和第2缸往复惯性力曲线

Fig.9 Reciprocating inertial force of cylinder 1~2

图10所示为第1缸连杆受力图.发动机的主轴承受来自曲柄连杆机构传递来的气压力和往复运动惯性力载荷,以及曲柄不平衡运转惯性力载荷,并传递给轴承座,容易激发发动机结构振动.图11所示为第1主轴承载荷图,X方向为 $5\,796.8\text{ N}$,Y方向最大载荷为 $11\,276\text{ N}$.

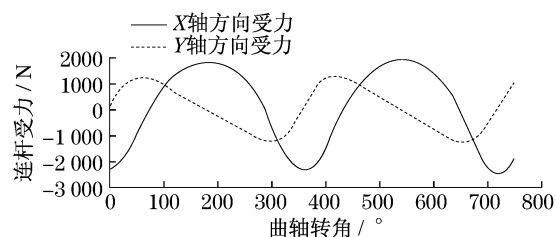


图10 第1缸连杆受力图

Fig.10 Load on connection rod of cylinder 1

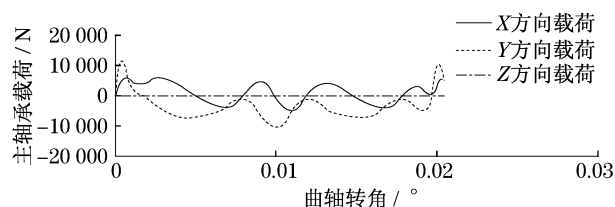


图11 第1主轴承载荷图

Fig.11 Load on main bearing of cylinder 1

图12和图13分别为1~4缸曲柄销在Y和X方向的载荷图.Y方向上最大载荷为13 568.5 N,X方向上曲柄销最大载荷为538.9 N.

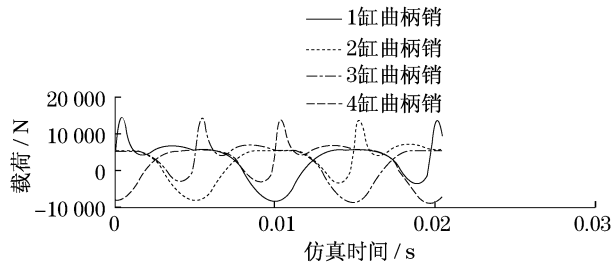


图12 曲柄销Y方向载荷(1~4缸)

Fig.12 Y-direction load on crankpin (cylinder 1~4)

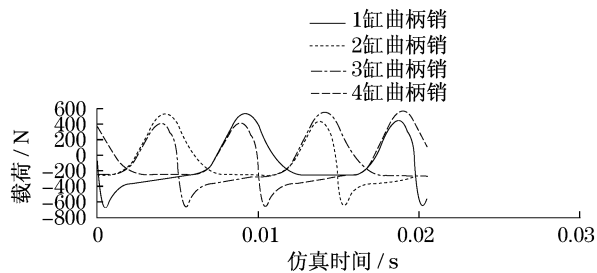


图13 曲柄销X方向载荷(1~4缸)

Fig.13 X-direction load on crankpin (cylinder 1~4)

5 结语

基于SimulationX仿真平台实现了发动机一维

工作过程和多体动力学的联合仿真,并对某汽油机进行了模拟分析,得出了缸内爆发压力和曲柄连杆机构各部件运动学和动力学响应曲线.为后期的热力学和动力学分析提供了可靠的边界条件,同时基于模块化的多领域物理系统建模方法为发动机的数字化样机开发提供了借鉴,可以缩短发动机整机开发周期.

参考文献:

- [1] 张林仙,张生保.基于多体系统仿真的内燃机曲柄连杆机构动力学分析[J].装备制造技术,2006(4):14.
ZHANG Linxian, ZHANG Shengbao. Simulation analysis of the crank-connecting rod mechanism in internal combustion engine based on multi-body system dynamics [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2006(4):14.
- [2] 吴楠,廖日东,张保成,等.柴油机曲柄连杆机构多体动力学仿真分析[J].内燃机工程,2005,26(5):70.
WU Nan, LIAO Ridong, ZHANG Baocheng. Multi-body system dynamics analysis of the crank and connecting rod mechanism in diesel engines [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(5):70.
- [3] 黄晓东.4G10发动机曲轴动力学及疲劳强度分析[D].上海:同济大学,2008.
HUANG Xiaodong. Dynamics and fatigue analysis of crankshaft for the 4G10 engine[D]. Shanghai: Tongji University, 2008.
- [4] 洪嘉振.计算多体系统动力学[M].北京:高等教育出版社,1999.
HONG Jiazhen. Computational dynamics of multi-body systems [M]. Beijing: Higher Education Press, 1999.