

引用格式:Ma Yongbin,Zhou Qi.Multi-body Dynamic Analysis of In-line Four-cylinder Internal Combustion Engine System[J].Journal of Gansu Sciences,2017,29(1):60-63.[马永斌,周琦.直列式四缸内燃机系统多体动力分析[J].甘肃科学学报,2017,29(1):60-63.]
doi:10.16468/j.cnki.issn1004-0366.2017.01.013.

直列式四缸内燃机系统多体动力分析

马永斌,周琦

(兰州理工大学 理学院,甘肃 兰州 730050)

摘要 以直列式四缸机构为研究对象,运用内燃机的基本理论对其进行多体动力分析,得出多体系统中机构之间的运动关系,并算出当活塞 2 上承受燃气力达到最大值 $\sigma=5.9$ MPa 时曲柄 2 所连曲轴处受到的冲击力为 $F=340$ kN。对内燃机系统的刚柔耦合多体动力进行分析,旨在得到系统运转过程中柔性体曲轴上最大应力节点 13 230 处和最小应力节点 35 723 处的动应力历程,同时考察最危险节点 13 230 处及其周围危险区域的强度和稳定性,为后续结构优化提供参考依据。

关键词 直列式四缸机构;强度;稳定性;刚柔耦合;多体动力分析

中图分类号:TK412+.3

文献标志码:A

文章编号:1004-0366(2017)01-0060-04

发动机是汽车的“心脏”,为汽车行走提供动力。发动机也是一个能量转换机构,即将汽油(柴油)的热能,通过在密封汽缸内燃烧气体推动活塞做功转变为机械能,这便是发动机的基本原理^[1]。目前,樊文欣等^[2]对直列式柴油机做了关于优化设计方面的研究,宋晨曦等^[3]对直列式发动机曲轴的磨耗做了理论预测。就系统的多体动力学研究而言,多数研究者仅局限于对模型作出简单的刚性动态模拟或优化分析^[4]。内燃机曲柄连杆机构在运转过程中承受着复杂的交变载荷,另外机构的惯性力对系统的影响也是不容忽视的。研究正是着眼于模拟内燃机系统在燃气冲压力作用下的工作状态,运用有限元法将曲轴柔性化,并考察内燃机在运转过程中柔性体曲轴的强度及稳定性。提取柔性体曲轴关键点的动应力历程也是研究的重要目的,为后期曲轴的疲劳及优化分析提供了有力保障。

1 研究方法

1.1 研究对象及思路

选取直列式四缸机构为研究对象,如图 1 所示。

图 1 中从左向右依次排列着发动机的 4 个气缸,与之相对应的是发动机第 1 至第 4 个活塞连杆组。

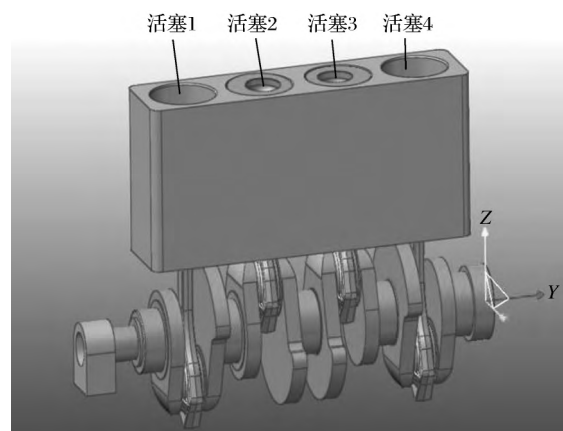


图 1 机构模型

Fig.1 Mechanism model

首先对直列式四缸机进行多刚体动力分析,在此要注意的是,进行多刚体动力分析之前,应先进行预分析。由于销轴和曲柄之间出现过约束现象,所以需在它们之间建立柔性连接来减小误差。确定能够平稳运行之后,在 ANSYS 中为曲轴建立柔性体

收稿日期:2016-03-25;修回日期:2016-05-03

基金项目:甘肃省自然科学基金(148RJZA007)

作者简介:马永斌(1974-),男,甘肃靖远人,副教授,硕士生导师,研究方向为结构优化和多场耦合分析等。E-mail:Myb_126@163.com

通讯作者:周琦,E-mail:1319255131@qq.com

单元^[5-6]。然后施加作用在第 2 和第 4 活塞上的样条函数冲力曲线(模拟活塞的点火过程),同时添加作用在曲轴上的原驱动力进行机构的刚柔耦合多体动力学分析。

1.2 基本方程

多体动力学是研究多体系统(一般由若干个柔性和刚性物体相互连接组成)运动规律的科学。多体动力学包括多刚体系统动力学和多柔体系统动力学。计算方法主要是在 RECURDYN^[7]平台上运用相对坐标系运动方程理论和完全递归算法。

内燃机的点火方式为:首先在活塞 2 上点火,当曲轴旋转 180°后在活塞 4 上点火完成内燃机一周的旋转,整个过程以作用在曲轴上 3 000 r/min 的角速度为驱动力。设定 P_g 为作用在活塞上的气体作用力,那么它等于活塞上、下两面气体压力差和活塞顶面积的乘积,即

$$P_g = \frac{\pi D^2}{4}(p - p'), \quad (1)$$

其中: P_g 代表燃气压力; P' 代表曲轴箱内气体压力(对于四冲程内燃机其值为 0.1 MPa); D 为气缸直径。

作用于曲柄连杆上的惯性力可以用两种形式的力表示,即往复运动惯性力和旋转运动惯性力。往复运动惯性力为

$$P_j = m_j(R\omega^2 \cos \alpha + R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha), \quad (2)$$

其中: m_j 为往复运动质量; R 为曲柄半径; λ 为曲柄半径 R 和两边长度之比; ω 为曲柄角速度; α 为转角。旋转运动惯性力为 $P_r = m_r R\omega^2$, 其中 m_r 为旋转运动质量。

将式(2)中的 P_j 可改写为

$$P_{j1} + P_{j2} = m_j R\omega^2 \cos \alpha + m_j R\omega^2 \lambda \cdot g \cos 2\alpha, \quad (3)$$

其中: P_{j1} 为一次惯性力; P_{j2} 为二次惯性力。点火

的均匀性要求四缸机曲柄的夹角为 180°^[8]。

2 虚拟样机模拟与分析

2.1 参数设定

设定内燃机系统机构中的曲轴转速为 3 000 r/min,以此作为系统运转的原驱动力。作用于活塞 2 上的燃气压力与曲轴转角之间的关系如表 1 所列,作用于活塞 4 上的燃气压力与曲轴转角之间的关系如表 2 所列。柔性体曲轴在 ANSYS 软件中被设定的单元类型为 SOLID185,弹性模量为 211 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 850 kg/m³。虚拟样机在 RECURDYN 软件中的仿真步数为 400,结束时间为 0.02 s。

2.2 结果分析

在进行结果分析之前,首先对曲轴进行网格化分。其次,在曲轴的所有铰接处和柔性连接处建立刚性区。图 2 为 $t=0.001\ 05$ s 时刻柔性体曲轴的应力云图。由图 2 可以看出直列四缸内燃机在工作过程中对于曲轴来说最大应力发生在节点 13 230 处,而最小应力在节点 35 723 处产生, $t=0.001\ 05$ s 时, $\sigma_{\max}=142.17$ MPa,但这并不代表为整个过程的最大应力值。

曲柄连杆机构的疲劳失效及断裂将引起发动机其他零件随之损坏,甚至造成安全事故,而对其进行结构的强度和疲劳寿命分析最关键的一个问题是获得所设定柔性体部件关键点的动应力历程,将此作为其疲劳寿命分析的载荷谱进行后续的分析。在 RECURDYN 后处理环境中可以调出柔性体曲轴最大应力节点处的动应力历程,如图 3 所示。当 $t=0.011\ 45$ s 时内燃机曲轴的最大应力值出现在节点 13 230 处,且其值为 $\sigma_{\max}=181.8$ MPa,而最小应力值发生在节点 35 723 处。

表 1 活塞 2 上燃气压力与曲轴转角的关系

Table 1 Relationship between gas pressure and crank angle of piston 2

转角/(°)	压力/MPa	转角/(°)	压力/MPa	转角/(°)	压力/MPa	转角/(°)	压力/MPa
0	5.0	90	2.0	190	0.2	280	3.1
10	5.6	100	1.9	200	0.2	290	3.5
15	5.9	110	1.6	205	0.3	300	4.2
20	5.5	120	1.1	210	0.5	310	4.3
30	4.7	130	0.9	220	0.9	320	4.6
40	3.7	140	0.8	230	1.2	330	4.8
50	3.1	150	0.7	240	1.5	340	5.1
60	2.8	160	0.4	250	2.3	350	5.7
70	2.5	170	0.2	260	2.5	360	5.7
80	2.2	180	0.2	270	2.6		

表 2 活塞 4 上燃气压力与曲轴转角的关系

Table 2 The relationship between the pressure and the crank angle in piston 4

转角/(°)	压力/MPa	转角/(°)	压力/MPa	转角/(°)	压力/MPa	转角/(°)	压力/MPa
0	0.3	90	2.7	190	5.6	280	2.7
10	0.4	100	2.9	200	5.5	290	2.4
15	0.4	110	3.3	205	5.1	300	2.0
20	0.8	120	3.7	210	5.1	310	2.0
30	1.0	130	3.8	220	5.0	320	1.5
40	1.1	140	4.4	230	4.8	330	1.2
50	1.6	150	4.9	240	4.3	340	1.1
60	1.8	160	5.2	250	3.3	350	0.8
70	2.2	170	5.3	260	3.2	360	0.5
80	2.6	180	5.7	270	3.1		

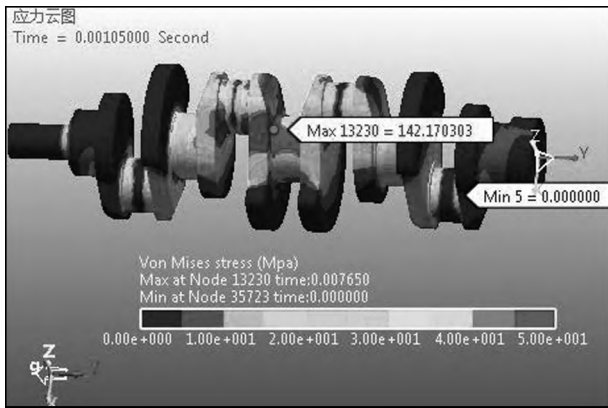


图 2 应力云图

Fig.2 Stress nephogram

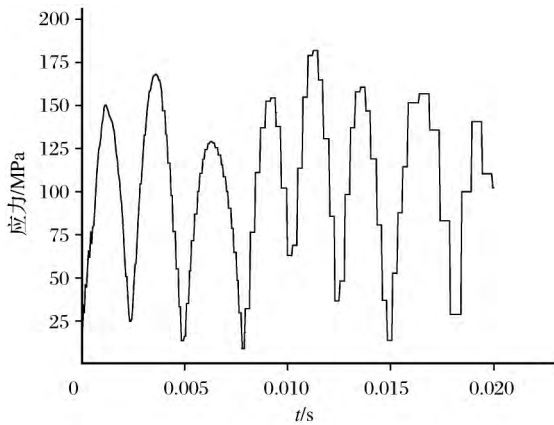


图 3 节点 13 230 处应力变化

Fig.3 Stress variation of point 13 230

图 4 为内燃机处于工作状态时,柔性体曲轴上扭矩随时间的变化曲线。时间变化范围[0,0.001 7]内由于活塞 2 上的突然点火,以及作用于曲轴驱动力施加等因素的干扰,曲轴的震动比较大,且稳定性较差。但在接下来的时间段[0.001 7,0.02]内,机构

运转趋于平缓,有力地证明了所提方案的可行性和虚拟样机模拟运转的稳定性。

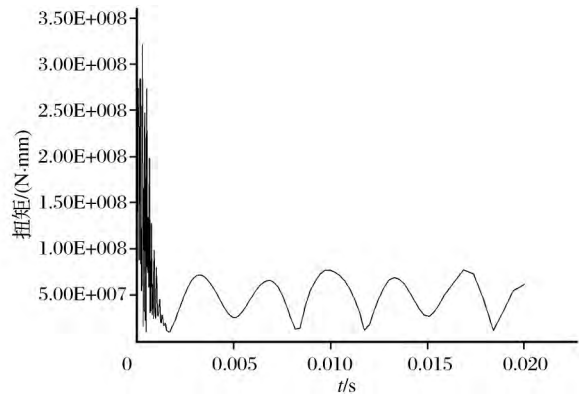


图 4 曲轴扭矩变化曲线

Fig.4 Crankshaft torque variation curve

活塞 2 及连杆对曲轴冲击力随时间的变化曲线如图 5 所示,活塞 4 及连杆对曲轴冲击力随时间的变化曲线如图 6 所示。提取这两条曲线,最重要的因素是要考察内燃机工作过程中燃气力及惯性力对曲轴的影响。当曲轴转动 $\alpha = 15^\circ$ 时,曲柄 2 所连曲

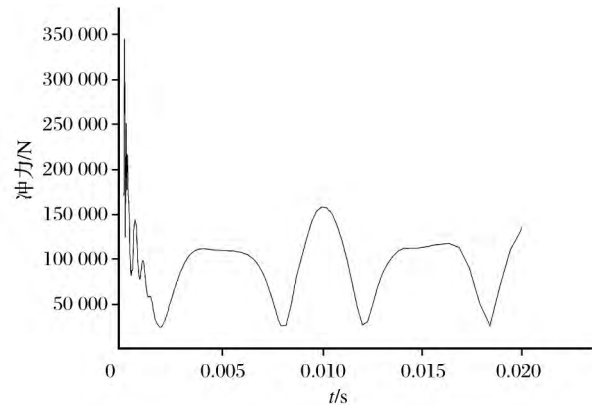


图 5 活塞连杆 2 对曲轴冲击力

Fig.5 Impact stress of piston rod 2 on crankshaft

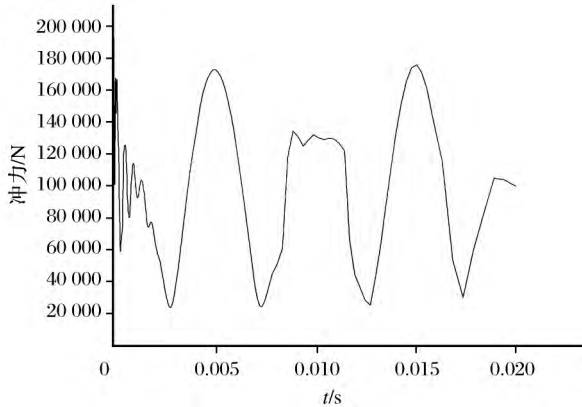


图 6 活塞连杆 4 对曲轴冲击力

Fig.6 Impact stress of piston rod 2 on crankshaft

轴处所受冲击力高达 $F=340$ kN,最重要的原因是当 α 为 15° 左右时,作用于活塞 2 上的燃气压力在较短时间内从 $\sigma=5$ MPa 跃升至 $\sigma=5.9$ MPa。考虑到燃气力的施加,也就不难理解当曲轴转动 $\alpha=180^\circ$ 时活塞 4 及连杆对曲轴冲击力在较短时间内由 $F=125$ kN 增至 $F=135$ kN 的原因。

3 结论

曲柄连杆机构是内燃机中重要的部件之一,它承受了复杂的交变载荷,其强度与疲劳寿命是研发过程中的一项重要指标。而对其进行结构的强度和疲劳寿命分析最关键的一个问题是获得被设定柔性体关键部位的动应力历程,并将其作为本身疲劳寿命分析的载荷谱,进行后续分析。

(1) 研究获得柔性体曲轴在内燃机冲压过程中

关键应力节点的动应力历程,即当 $t=0.01145$ s 时最大应力点出现在曲轴节点 13 230 处,此时 $\sigma_{\max}=181.8$ MPa,而最小应力点出现在曲轴上节点 35 723 处。动应力历程的成功提取为内燃机系统的疲劳寿命分析奠定了基础,更为后续的优化设计提供了有力的保障。

(2) 当柔性体曲轴转动到 $\alpha=15^\circ$ 时,作用在活塞 2 上的燃气压力为 $\sigma=5.9$ MPa,此时活塞 2 及其连杆组对曲轴的冲击力达到最大值,即 $F_{\max}=340$ kN。由图 4~图 6 可以看出,除由于两次点火引起柔性体曲轴的较大震动外,曲线走势平稳。并且柔性体曲轴的强度及稳定性均达到了预期的效果,较好地模拟了内燃机的工作状态。

参考文献:

- [1] 汽车百科全书编纂委员会.汽车百科全书[M].北京:中国大百科全书出版社,2010.
- [2] 樊文欣,张保成,张雪东,等.直列四缸柴油机平衡机构优化设计[J].内燃机工程,2007,28(3):52-54.
- [3] 宋晨曦.直列式发动机曲轴磨损的理论预测[D].西安:长安大学,2015.
- [4] 高秀娟.大型水平轴风力机叶片的空气动力学分析[J].甘肃科学学报,2013,25(4):71-73.
- [5] 高耀东.ANSYS 机械工程应用精华 60 篇[M].北京:电子工业出版社,2012.
- [6] 胡国良,任继文.ANSYS11.0 有限元分析入门与提高[M].北京:国防工业出版社,2011.
- [7] 刘义,徐恺.RECURDYN 多体动力学仿真基础应用与提高[M].北京:电子工业出版社,2013.
- [8] 黄英,孙业保.车用内燃机[M].北京:北京理工大学出版社,2012.

Multi-body Dynamic Analysis of In-line Four-cylinder Internal Combustion Engine System

Ma Yongbin, Zhou Qi

(School of Science, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract Take the in-line four-cylinder mechanism as the research object, utilize the basic theory of internal combustion engine to conduct the multi-body dynamic analysis, obtain the movement relationship between each mechanism in the multi-body system, calculate that the impact force in the connection location between crank and crankshaft when the bearing gas force on the piston 2 has reached the maximum value $\sigma=5.9$ MPa is $F=340$ kN. The rigid-flexible coupling multi-body analysis of internal combustion engine system is also a emphasis of this research, its purpose is to obtain the dynamic stress histories of maximum stress point 13 230 and minimum stress point 35 723 on the flexible body crankshaft during the system operating process, it also investigates the strength and stability of most dangerous point 13 230 and its surrounding danger zones and provides the reference foundation for subsequent structure optimization.

Key words In-line four-cylinder mechanism; Strength; Stability; Rigid-flexible coupling; Multi-body dynamic analysis.