

活塞结构刚度对动力学性能影响的研究

章 健¹, 刘世英^{2,3}, 李 辉¹, 熊培友², 陈延鹏³

(1. 滨州学院 机电工程系, 滨州 256600; 2. 山东滨州渤海活塞股份有限公司, 滨州 256600; 3. 山东理工大学 交通与车辆工程学院, 淄博 255049)

Effect of Structure Stiffness of Piston to Dynamical Performance

ZHANG Jian¹, LIU Shiying^{2,3}, LI Hui¹, XIONG Peiyu², CHEN Yanpeng³

(1. College of Electromechanical Engineering, Binzhou University, Binzhou 256600, China;
2. Shandong Binzhou Bohai Piston Co., Ltd., Binzhou 256600, China; 3. College of Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China)

Abstract: In order to determine the stiffness distribution of a piston, a matrix was used to describe the piston radial stiffness, and a bench test was made to measure the piston deformations at specified points when loading was made at different positions. The effect of stiffness change on the secondary motion, kinetic energy in knocking and friction loss was analyzed by simulation. In order to ensure the accuracy of boundary conditions such as piston temperature field, thermal piston deformation and installed liner deformation, the simulation process was calibrated and validated by the measured data obtained with the hardness plug temperature test and liner profiler. The results show that a dynamic analysis must include the influence of liner stiffness and piston stiffness, otherwise the piston tilting angle from the simulation will be smaller and the friction loss will be larger than their actual values, and the kinetic energy in knocking will generate cyclical deviations at different crank angles, some deviations may even reach 70%; that the piston stiffness will change with the structure, and usually if the stiffness of skirt is increased, the maximum tilting angle at each turning point will become smaller and so will be the peak kinetic energy at each knocking point.

摘要: 用矩阵来描述活塞的径向刚度,并在试验台架上对不同位置加载,测得规定点处的变形量,从而确定活塞整体刚度的分布情况。利用建立的动力学模型分析活塞刚度变化对二阶运动、敲击动能及摩擦功损失等的影响,为确保活塞温度场、热变形及缸套安装变形等边界条件的准确性,使用硬度塞测温试验、缸孔轮廓仪等得到的实测数据对模拟过程进行标定和验证。计算结果表明:活塞动力学分析要同时考虑缸套和活塞刚度的影响,否则计算得到的活塞摆角偏小,摩擦损失偏大,而敲击动能则随着曲轴转角的不同而与实际情况产生周期性偏差,有些偏差值甚至会达到70%;改变活塞结构会改变活塞的刚度,通常当裙部刚度增大后,活塞在每个换向时刻的最大摆角会减小,同时在每个敲击时刻的敲击能量峰值也会减小。

关键词: 内燃机;刚度;动力学;二阶运动;敲击动能

Key words: IC engine; stiffness; dynamics; secondary movement; kinetic energy in knocking

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2017.02.015

中图分类号: TK402

文献标识码: A

收稿日期: 2015-05-05

作者简介: 章 健(1982—),男,高级工程师,博士,主要研究方向为活塞的设计开发及可靠性分析, E-mail: zhangjian3829@163.com。

0 概述

发动机工作时,活塞在气缸中往复运动,在上下止点换向时刻及冲程中间时刻由于惯性力方向的改变而产生横向挤压效应,进而引发弹性变形。活塞某一区域在外载作用下抵抗弹性变形的能力,可用刚度特性来描述^[1-2]。

活塞裙部刚度是活塞动力学分析所必须考虑的重要因素,其大小会影响活塞的二阶运动和受力状态^[3-6]。刚度过高,可能导致裙部接触压力过大引起拉缸,而且还会增加活塞的质量,造成发动机噪声增加^[7-8];刚度过小将导致裙部磨损加剧和强度不足,使摩擦损失增大,甚至引起裙部塌陷。合理的活塞裙部刚度对发动机的经济性、可靠性及安全性等具有非常重要的意义。

本文通过试验和模拟相结合的方法,建立了活塞裙部刚度矩阵,得到了活塞工作条件下的温度场和变形分布,结合材料固有特性,分析出刚度变化对活塞二阶运动及敲击能量、摩擦损失等的影响,为内燃机活塞结构设计及优化提供参考。

1 刚度测试及刚度矩阵建立

本文以山东省发动机活塞摩擦副重点实验室提供的4缸柴油机为研究对象,其主要参数如表1所示。

表1 发动机基本参数

项目	参数
发动机结构	直列4缸,直喷,增压中冷
缸径/mm×行程/mm	94×100
排量/L	2.8
压缩比	16.7
标定功率/kW	120(3 600 r/min)
最大转矩/(N·m)	360

活塞的径向刚度除用径向力比变形量之外,还可采用刚度矩阵来描述,如式(1)所示。

$$\mathbf{K} = \mathbf{F}_1 \mathbf{F}_2 \cdots \mathbf{F}_n = \begin{bmatrix} S_{11} \\ S_{12} \\ S_{13} \\ \vdots \\ S_{1n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{21} \\ S_{22} \\ S_{23} \\ \vdots \\ S_{2n} \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} S_{n1} \\ S_{n2} \\ S_{n3} \\ \vdots \\ S_{nn} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中, $\mathbf{K}$ 为活塞径向刚度; $\mathbf{F}_i$ 为加载在第*i*点上的力; S_{ij} 为在第*i*点加载时第*j*点的径向变形量。

刚度矩阵从活塞主推力侧开始,沿圆周方向每隔一定角度选取一个纵向截面,在每个截面上沿轴向选取一定数目的点并从下至上进行编号,在第*i*

个点和相隔180°对应点上施加力 $\mathbf{F}_i$,测量受力点和其他点的径向位移,由此构成的矩阵 $\mathbf{K}$ 可以综合反映活塞体的刚度情况。

实际刚度可通过图1所示的设备得到。活塞支撑体的几何尺寸为缸套的公称直径,宽度则根据活塞的直径而定。

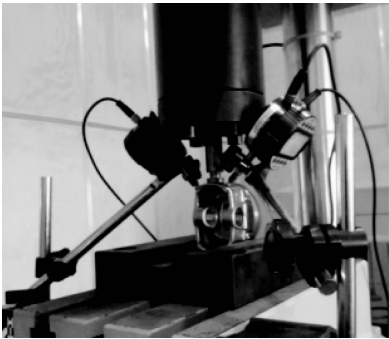


图1 活塞刚度试验台

在实际工程应用中,活塞周向加载截面一般选取0°区域(垂直于活塞销轴)、30°区域及靠近销座区域3个截面即可,而轴向加载点的选取则主要取决于裙部高度及实际磨损情况,一般选取6个加载点,如图2所示。

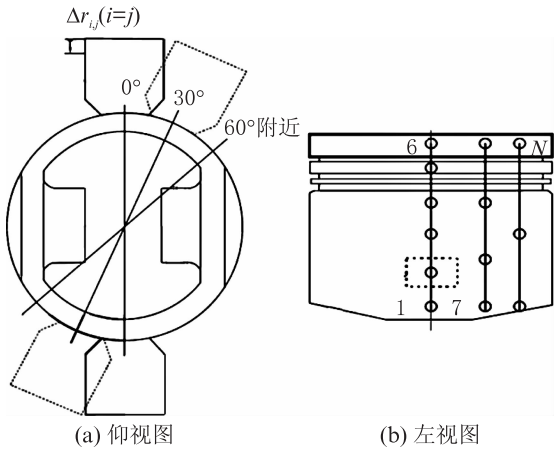


图2 刚度测试取点位置

对每个测点依次加载径向力,力的大小可取活塞运动时所受到的最大侧向力,并记录每次加载时所有测点的径向变形量,如此可得到活塞体的刚度分布。图3~图5分别为测试活塞0°、30°和60°方向裙部径向变形曲线。

由图3~图5可见:裙部刚度由上到下不断减小,销孔以下柔性较好,有利于降低活塞从燃烧上止点换向后的敲击;同时从0°转过30°时,在相同高度下,裙部局部刚度随转角增加而逐渐增加,越靠近销座处刚度越大。

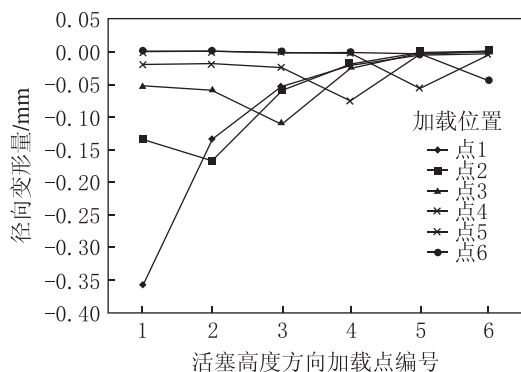


图3 活塞 0°截面径向变形量

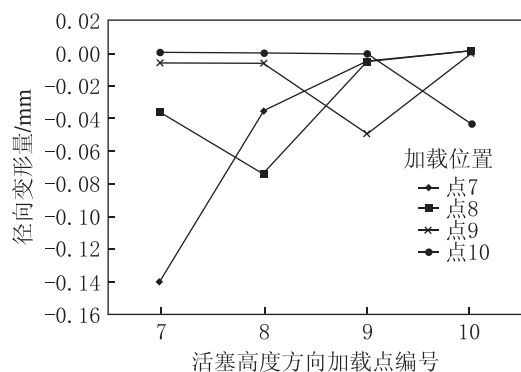


图4 活塞 30°截面径向变形量

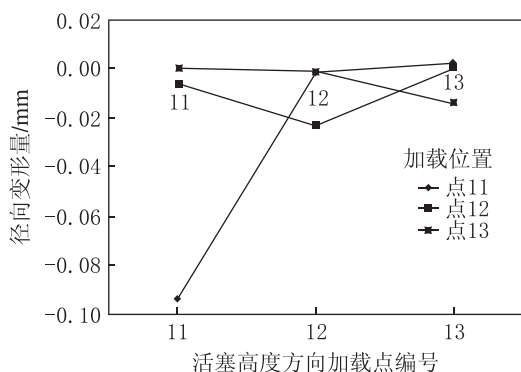


图5 活塞 60°截面径向变形量

2 活塞动力学分析边界条件

活塞在缸体内的运动较为复杂,关于其二阶运动等的分析多使用动力学软件进行模拟。需要注意的是,模拟过程要保证边界条件的准确性,必要时辅以试验验证。

在活塞动力学模拟分析中,除实体模型外,主要的边界条件分为三部分:第一部分为活塞的热变形、型线和物理特性,第二部分为缸套的热变形、安装变形和物理特性,第三部分则是连杆和活塞销的一些物理特性。其中前两部分的确定较为关键。

2.1 活塞热变形

活塞工作时受到高温燃气的作用,会在内部形成一定的温度梯度,进而产生热变形,这可由有限元

分析得到。

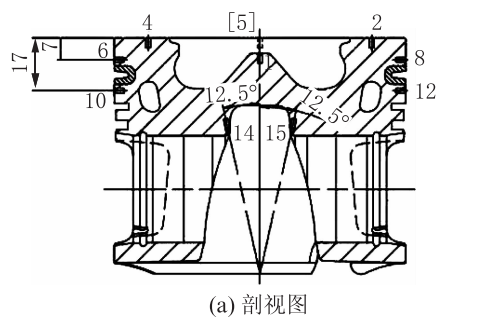
模拟之前可使用硬度塞法对活塞温度进行测试,以便对模拟分析的温度场进行标定和验证。图6为硬度塞试验样件。测量点位置如图7所示。



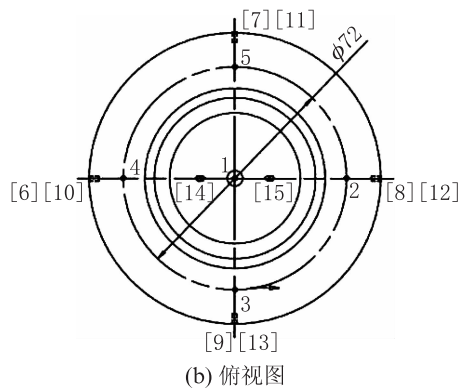
(a) 顶面

(b) 侧面

图6 硬度塞在活塞上的布点位置



(a) 剖视图



(b) 俯视图

图7 活塞测量点位置示意图

将硬度塞安装完成后的活塞装入发动机中,磨合30 min后进入发动机标定工况运行2 h(3 600 r/min 全负荷工况),发动机运行数据见表2。

表2 活塞表面温度分布试验发动机运行数据

转速/ (r·min ⁻¹)	功率/ kW	转矩/ (N·m)	出水 温度/℃	机油 温度/℃	排气 温度/℃
3 599	124.2	329.6	81.7	103.7	481.7
3 601	124.1	329.1	81.6	103.9	489.5
3 600	124.4	330.0	81.6	104.0	493.6
3 600	124.5	330.3	81.6	103.9	495.9

停机后取出硬度塞,测出其硬度值,对照 HV-T 标准曲线(图8)获得相应位置活塞的温度值,如图9所示。

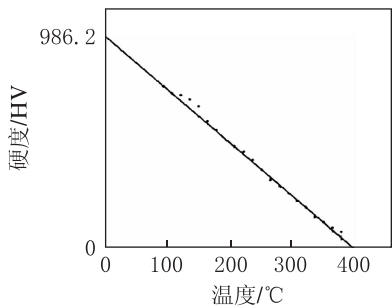


图 8 HV-T 标准曲线

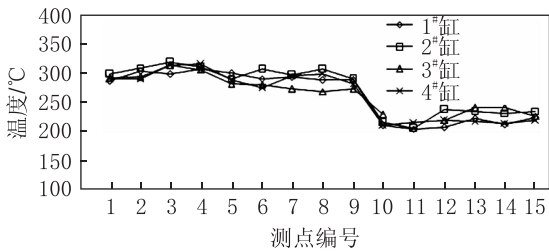


图 9 活塞不同位置实测温度

建立活塞有限元模型并分析,得到温度场结果如图 10 所示,其中 TEMP 为计算温度值,TT (target temp)为实测温度值,单位均为 $^{\circ}\text{C}$ 。几个关键部位温度计算值与实测值对比见表 3,表中 TS 为推力侧,ATS 为次推力侧。

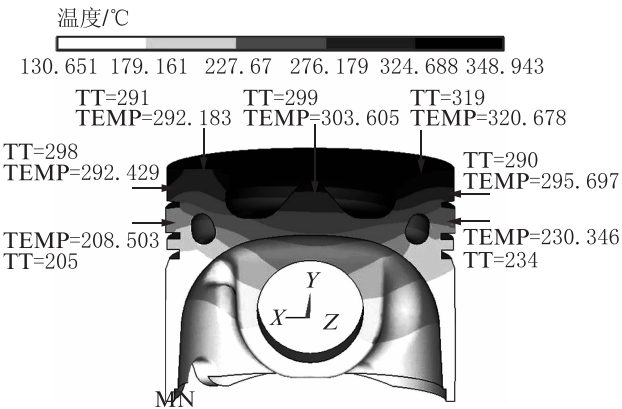


图 10 活塞温度场分布

表 3 活塞部分位置表面温度计算值与实测值对比

位置		实测温度 度值/ $^{\circ}\text{C}$	计算温度 度值/ $^{\circ}\text{C}$	温度差 值/ $^{\circ}\text{C}$	相对误 差/%
燃烧室	中心	299	303	4	1.3
	TS	291	292	1	0.3
顶面	ATS	319	321	2	0.6
火力岸	TS	298	292	-6	2.0
	ATS	290	296	6	2.1
二环岸	TS	205	209	4	1.9
	ATS	234	230	-4	1.7

由表 3 可以看出,实测值和计算值最大相对误差为 2.1%,在工程应用允许的范围內。

在活塞温度场的基础上,定义材料特性和约束条件等便可算得活塞工作时的热变形,如图 11 所示。

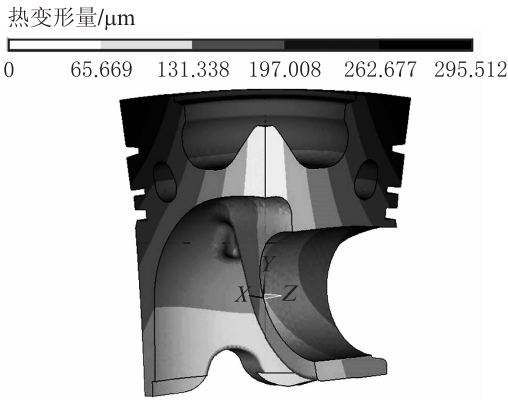


图 11 活塞热变形

活塞有限元计算得到的热变形量和活塞设计冷态型线叠加后可得到活塞的热态型线,如图 12 所示。活塞动力学计算就是根据此热态型线计算活塞和缸套之间的间隙,进而执行动力学求解计算。

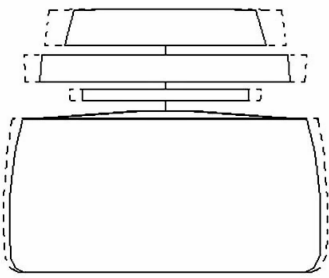


图 12 活塞热态型线

2.2 缸套变形

缸套变形主要由安装变形和热变形两部分组成。其中安装变形可通过缸孔轮廓测量仪测量得到。图 13 为某发动机缸孔冷态安装变形情况。

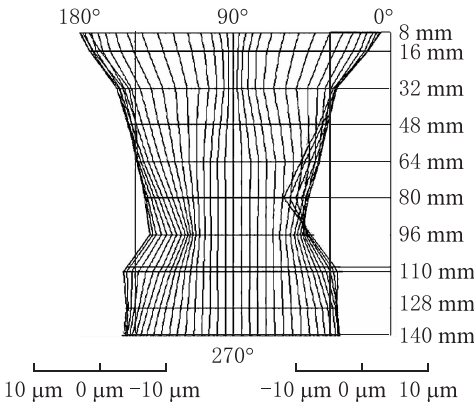


图 13 缸孔变形轮廓

缸套的热变形则可通过有限元计算得到。图 14 为某发动机缸套热变形云图。

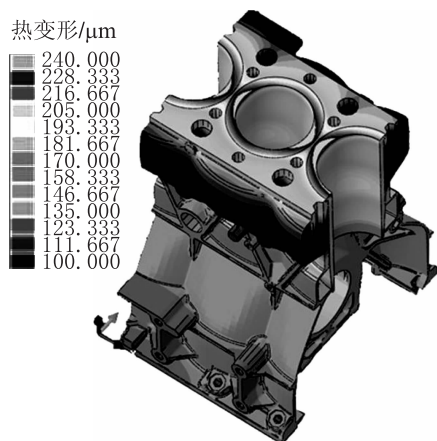


图 14 缸套热变形

3 活塞刚度对动力学性能的影响

测出活塞的结构刚度并得到热变形等边界条件后,便可进行活塞的动力学分析。

3.1 计算中考虑刚度的必要性

传统计算中有时会将缸套和活塞作为刚性结构处理,在此条件下两者不能发生弹性变形,与实际情况不符。为验证引入结构刚度的必要性,分别对刚性缸套-刚性活塞、刚性缸套-弹性活塞、弹性缸套-刚性活塞和弹性缸套-弹性活塞四种动力学模型进行模拟分析。图 15 为活塞摆动角度的对比情况。

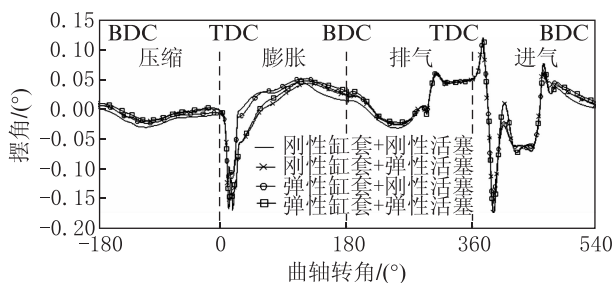


图 15 活塞摆动角度对比

由图 15 可知,活塞的弹性变形对活塞二阶运动摆动角度影响较明显。若不考虑活塞弹性变形的影响,活塞运动最大摆角明显减小;如不考虑缸套弹性变形,活塞运动最大摆角也会减小,但相对于不考虑活塞弹性变形来说,减小幅度明显变小。

图 16 为敲击能量的对比。由图 16 可见,在做功行程上止点后约 7° 曲轴转角时,不考虑活塞弹性变形,敲击能量峰值会减小,而不考虑缸套弹性变形时,敲击能量峰值则会增大;在约 20° 曲轴转角时情况会有所不同,不考虑活塞弹性变形,敲击能量峰值

会增大,而不考虑缸套弹性变形时,敲击能量峰值则会减小。敲击能量峰值主要发生在做功行程上止点后约 4° 曲轴转角时,在同时不考虑缸套和活塞弹性变形时敲击能量峰值比同时考虑缸套和活塞弹性变形时增大约 53%,而只考虑活塞弹性变形不考虑缸套弹性变形情况下的敲击能量峰值比同时考虑缸套和活塞弹性变形时增大约 10%。由于在做功行程上止点后约 4° 曲轴转角时活塞主推力侧下部与缸套接触,活塞的弹性变形使得活塞在换向时二次运动加速度减小,可以明显减小敲击力。而缸套的弹性变形也可发挥同样的作用,但缸套的刚度较大,弹性变形本来就较小,因而缸套弹性变形对减小活塞敲击力的作用相对于活塞的弹性变形来说要小。

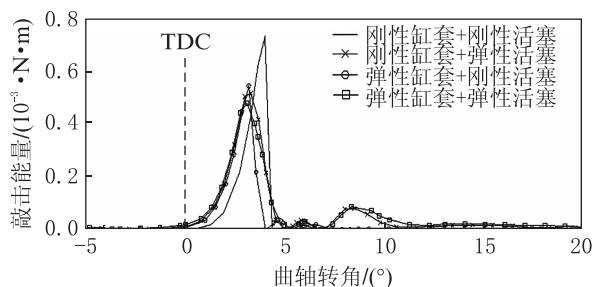


图 16 活塞敲击能量对比

图 17 为裙部摩擦损失的对比。由图 17 可见,考虑活塞和缸套的弹性变形后,活塞裙部摩擦损失明显减小,在既不考虑活塞弹性变形也不考虑缸套弹性变形的情况下,计算得到的裙部摩擦损失比同时考虑活塞和缸套弹性变形计算得到的活塞裙部摩擦损失增大约 70%;若只考虑活塞的弹性变形,则得到的裙部摩擦损失比同时考虑活塞和缸套弹性变形计算得到的裙部摩擦损失大 18%。这是因为弹性变形使活塞裙部摩擦力减小,因此在动力学计算模型中考虑缸套和活塞的弹性变形后活塞裙部因边界接触而产生的摩擦损失减小,而本文研究的机型活塞裙部摩擦损失中由边界润滑而产生的摩擦损失起主导作用,所以最终表现出上述差异。

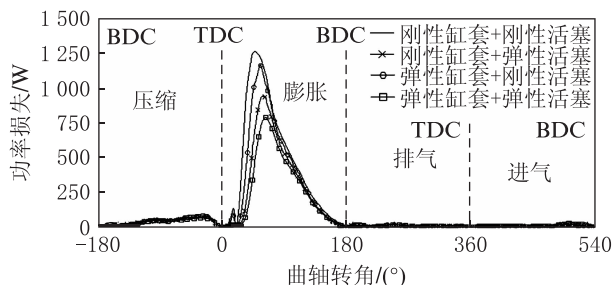


图 17 活塞裙部摩擦损失对比

综上所述,活塞和缸套的刚度对活塞二阶运动

影响非常明显,所以在计算时必须同时予以考虑。

3.2 刚度对动力学性能的影响

为了研究刚度对活塞动力学性能的影响,通过不同的方法改变其结构(如裙部壁厚、过渡圆弧、整体结构等)以形成不同的刚度。在裙部壁厚不变的情况下,改变内腔中支撑壁到裙部的过渡圆弧可改变活塞的裙部刚度;同样,在过渡圆弧一致的基础上,随着壁厚的增加裙部刚度也会随之增大,但是增大的趋势逐渐减缓,如图 18 所示。这说明当活塞壁厚增加到一定程度后,裙部刚度的增大效果将不再明显,但壁厚的增大会显著增加活塞的质量,这就会增大活塞运动过程中的惯性力,因此需综合考虑。

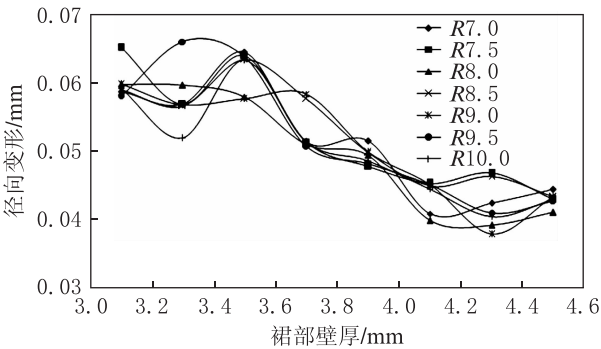


图 18 不同壁厚/不同圆弧半径下加载点变形量

通过对比计算可知,随着活塞裙部刚度的增大,活塞在每个换向时刻的最大摆角会减小,同时在每个敲击时刻的敲击能量峰值也会减小,如图 19 和图 20 所示。

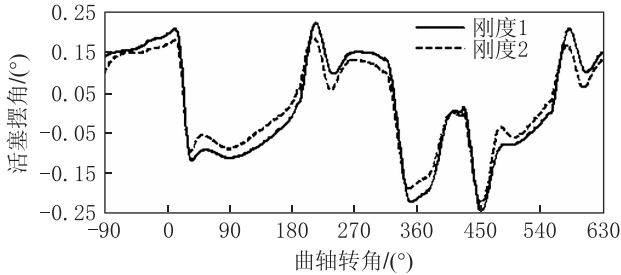


图 19 不同刚度活塞摆动角度对比

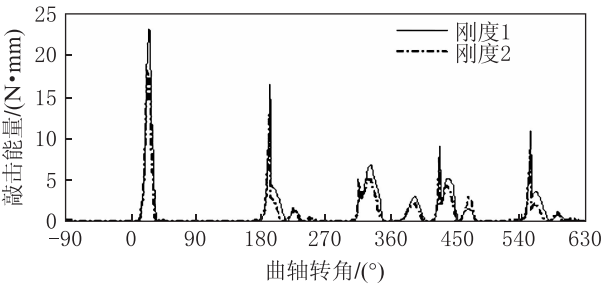


图 20 不同刚度活塞敲击能量对比

改变活塞的整体结构也会形成不同的裙部刚

度。图 21 为针对同一发动机设计的不同结构活塞:结构 1 设置有减重腔,支撑壁为平面,裙部稍宽;而结构 2 无减重腔,支撑壁为弧面,裙部略窄。两者刚度对比如图 22 所示。

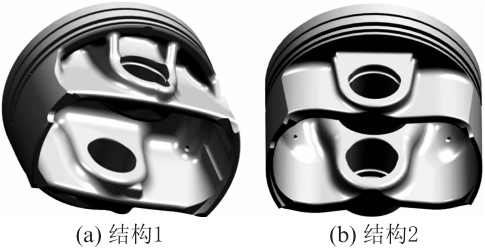


图 21 不同设计结构

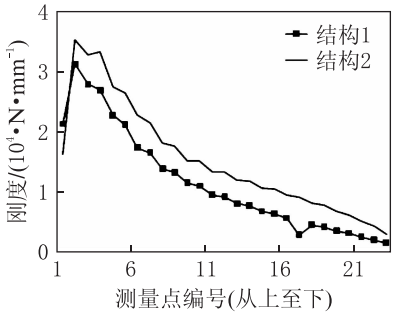


图 22 不同结构裙部刚度对比

进行动力学分析,结果与壁厚改变刚度的情况类似,即换向时刻最大摆角及敲击能量峰值会随着活塞裙部刚度的增大而减小,如图 23 和图 24 所示。在整体设计过程中,结构 1 可以较好地满足轻量化要求,降低了组件的惯性力,这也是应综合考虑的因素。

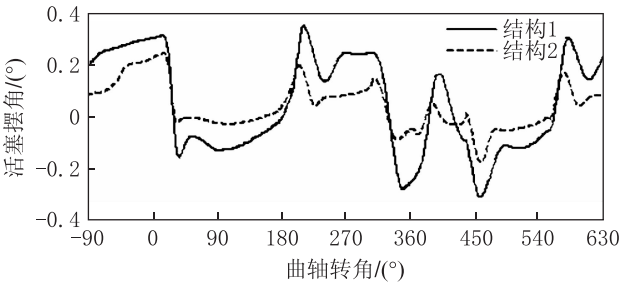


图 23 不同刚度活塞摆动角度对比

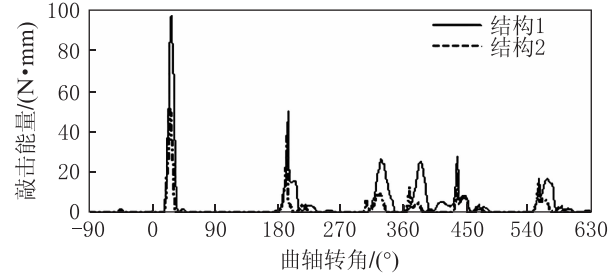


图 24 不同刚度活塞敲击能量对比

4 结 论

(1) 敲击能量峰值主要发生在做功行程上止点后约 4° 曲轴转角时。在同时不考虑缸套和活塞弹性变形时敲击能量峰值比同时考虑缸套和活塞弹性变形时增大了约 53%，而裙部摩擦损失则增大了约 70%。

(2) 活塞的动力学分析要同时考虑缸套和活塞刚度的影响，否则计算的活塞摆角会偏小，摩擦损失会偏大，而敲击动能则会随着曲轴转角的不同而与实际情况产生周期性偏差。

(3) 改变裙部壁厚、内腔中的过渡圆弧及整体结构等均会改变活塞的刚度。通常当裙部刚度增大后，活塞在每个换向时刻的最大摆角会减小，同时在每个敲击时刻的敲击能量峰值也会减小。

参考文献：

- [1] KAGEYAMA H, MACHIDA S. Study of the contact pressures and deformations of piston skirt in gasoline engine[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2000, 2000-01-1784.
- [2] 陶莉莉, 刘世英, 田小青. 乘用车发动机活塞裙部刚度矩阵评价及试验研究[J]. 内燃机工程, 2013, 34(5): 57-61.
- TAO L L, LIU S Y, TIAN X Q. Evaluation and test research on passenger car piston skirt stiffness matrix[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(5): 57-61.
- [3] 徐梓炘, 刘运立. 试验机刚度测试技术[J]. 实验力学, 1991, 6(2): 216-221.
- XU Z X, LIU Y L. Rigidity testing technology of test machine [J]. Journal of Experimental Mechanics, 1991, 6(2): 216-221.
- [4] 郭磊, 郝志勇. 活塞动力学二阶运动的仿真方法与试验研究[J]. 内燃机工程, 2009, 30(6): 41-46.
- GUO L, HAO Z Y. Simulation and experiment research on piston secondary motion [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009, 30(6): 41-46.
- [5] EDARA R B. Reciprocating engine piston secondary motion-literature review[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2008, 2008-01-1045.
- [6] 雷基林, 申立中, 程丁丁, 等. 考虑热变形的活塞组件结构对活塞二阶运动的影响分析[J]. 内燃机工程, 2012, 33(2): 86-92.
- LEI J L, SHEN L Z, CHENG D D, et al. Effect of piston set structure on piston secondary motion considering thermal deformation [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2012, 33(2): 86-92.
- [7] 王攀, 邓兆祥, 罗虹, 等. 内燃机活塞拍击及噪声研究[J]. 内燃机学报, 2010, 28(5): 475-479.
- WANG P, DENG Z X, LUO H, et al. Study on piston slap and induced noise in internal combustion engines [J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(5): 475-479.
- [8] JING G X. A new technique based on traditional wavelet transform used in NVH application of internal combustion engine [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(3): 979-985.