

文章编号:1000-582X(2006)04-0001-04

切换凸轮型线 VVT 机构的结构强度*

沈炎^{1,2},李坚¹,张力¹,吴俊刚¹,徐宗俊¹

(1. 重庆大学机械工程学院,重庆 400030; 2. 四川石油管理局川东钻探公司,重庆 400021)

摘要:切换凸轮型线 VVT 机构通过高、低速摇臂的切换来实现不同转速的气门升程控制和正时系统。采用多体动力学的方法,仿真分析高、低速摇臂在切换前后的动力学特性,并将其作为有限元分析的边界条件,施加于切换前后高、低速摇臂和活塞上,从而进行结构分析。计算结果显示,高、低速摇臂满足设计要求,切换活塞的尺寸偏差不影响 VVT 机构的工作。

关键词:可变气门正时机构;多体动力学;有限元法;进气摇臂;切换活塞

中图分类号:TK413

文献标识码:A

可变气门正时 VVT(Variable Valve Timing) 机构的应用可以减少发动机的泵气损失,加快进气速度,改善混合气质量,改变残余废气系数^[1-2],提高进气效率^[3],最终改善发动机的燃烧过程,使动力性、经济性、排放性以及响应性能得到综合提高^[4-6]。

目前,我国的摩托车主要以中小排量为主。作者针对中小排量摩托车发动机设计了一种切换凸轮型线 VVT 机构,能够在发动机整个工况范围内,提供 2 套配气正时系统,可根据发动机工况实现 2 套配气正时系统的自动切换,从而改善现有摩托车发动机的性能。

1 切换凸轮型线 VVT 机构的原理

切换凸轮型线 VVT 机构采用双进气凸轮、双进气摇臂、正时切换机构等功能部件实现可变配气正时(图 1)。2 个进气摇臂轴的内部装有液压控制的正时切换活塞,液压系统则由 ECU 根据发动机的转速信号进行控制。发动机在低速工况时,切换活塞未进入进气高速摇臂中,进气高速摇臂和进气低速摇臂是彼此分离独立运动的,进气气门的开闭只由进气低速摇臂控制(图 1(a))。当发动机达到高速工况时,切换正时机构通入切换油压,当进气高速摇臂与进气低速摇臂都

处于凸轮基圆上时,正时活塞在油压作用下推动切换活塞和阻挡活塞,使阻挡活塞贯穿进气高速摇臂,当正时活塞在油压作用下前进到后定位槽位置时,正时片插入后定位槽,正时活塞停止移动切换完成。此时进气气门的开闭由进气高速凸轮通过两摇臂控制(图 1(b))。当发动机又处于低速低负荷工况时,正时切换机构又按上述切换过程的逆过程回到正时切换机构初始工作状态。这样在发动机整个工况范围内,可以提供 2 套配气正时系统,并能根据发动机工况实现 2 套配气正时系统的自动切换。

由于在 VVT 机构中,对进气门的控制是通过切换进气低速和高速进气摇臂来实现的,因此在设计过程中要保证摇臂的强度和刚度。选取 20CrMo 作为摇臂材料的同时,注意了零件厚度的选择和倒角处的圆弧过渡问题,摇臂与气门接触的部分采用镀硬铬,镀后去氢,以保证相对运动中接触处耐磨强度和使用寿命问题。进气摇臂的零件如图 2 所示。

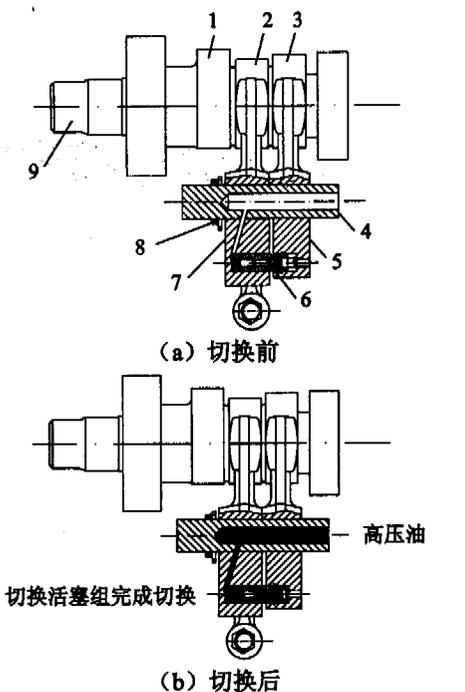
2 VVT 机构的动力学分析

采用多体动力学的方法来分析 VVT 机构在工作过程当中的受力情况和运动特性^[7],为后面的有限元

* 收稿日期:2005-11-10

基金项目:重庆市科技攻关重点项目(7823-2)

作者简介:沈炎(1975-),男,重庆市人,重庆大学硕士研究生,四川石油管理局川东钻探公司工程师,主要研究方向为机械结构分析与设计。



- 1. 排气凸轮 2. 进气低速凸轮 3. 进气高速凸轮
- 4. 摇臂轴 5. 进气高速摇臂 6. 切换活塞组
- 7. 进气低速摇臂 8. 正时片 9. 凸轮轴

图1 切换凸轮型线的VVT机构
活塞孔



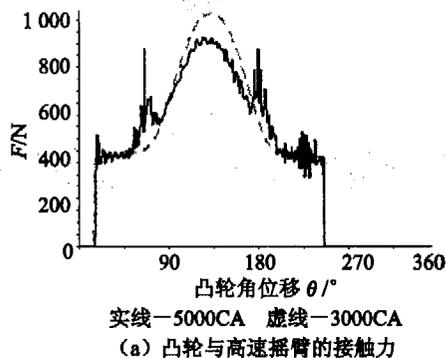
图2 进气摇臂零件实物

分析提供了边界条件. 通过多体动力学计算得到摇臂在一个工作循环中的受力情况, 它是 VVT 机构切换后凸轮与进气摇臂接触力(如图 3 所示). 从图 3 可以看出无论是进气低速端还是进气高速端, 转速越低凸轮与摇臂间接触力越大. 图 4 是进气摇臂所受的气门弹簧和挺柱弹簧的弹簧力. 从图 4 中可以看出弹簧力的变化与凸轮的升程成正比, 最大弹簧力为 1 100 N.

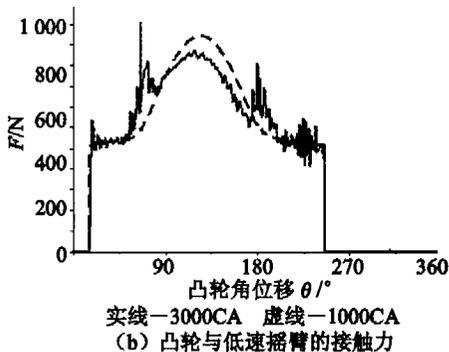
通过多体动力学分析, 计算出摇臂切换孔的轴心与切换活塞的轴心在垂直与轴心平面内的位置差值如图 5 所示. 从图中的曲线可以看出, 高、低速摇臂切换孔与切换活塞的同轴度很好, 不会影响 VVT 机构的切换动作.

3 VVT 机构低速工作状态的有限元分析

当发动机在低速工作时, VVT 机构未切换, 只有

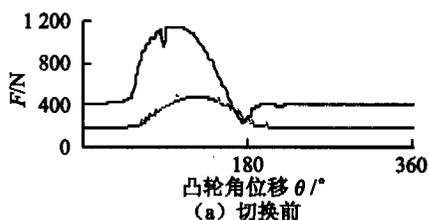


实线—5000CA 虚线—3000CA
(a) 凸轮与高速摇臂的接触力

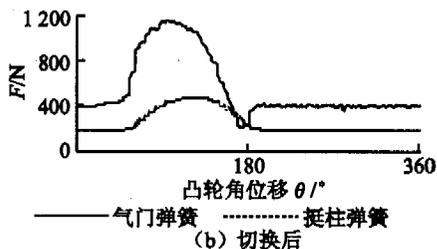


实线—3000CA 虚线—1000CA
(b) 凸轮与低速摇臂的接触力

图3 切换后凸轮与摇臂接触力



(a) 切换前



(b) 切换后

图4 进气摇臂所受的弹簧力

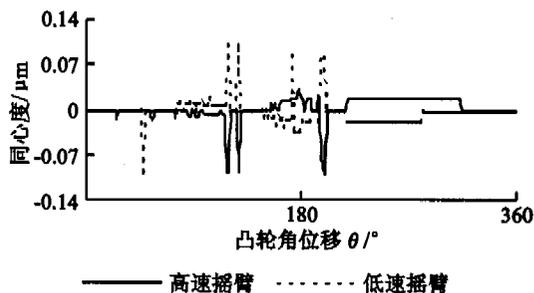


图5 切换活塞与摇臂切换孔的同轴度

进气低速摇臂控制气门的关闭. 此时, 低速摇臂一端总是承受着气门弹簧较大的周期载荷, 而另一端与凸轮始终保持接触. 将低速进气摇臂在一个工作周期内受到最大外力作为边界条件施加于低速摇臂上(见图 6), 并求解得到切换前低速摇臂的应力分布(见图 7).

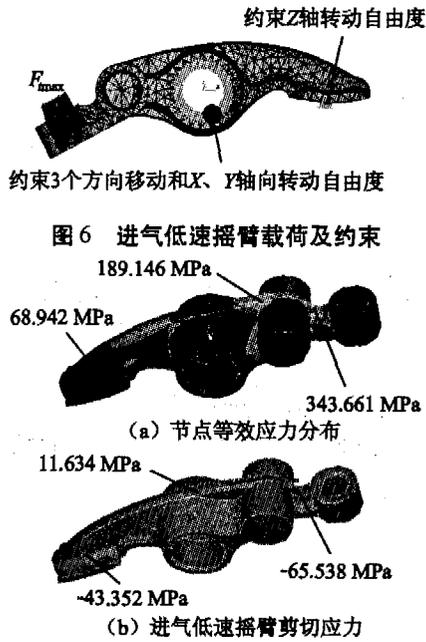


图 6 进气低速摇臂载荷及约束

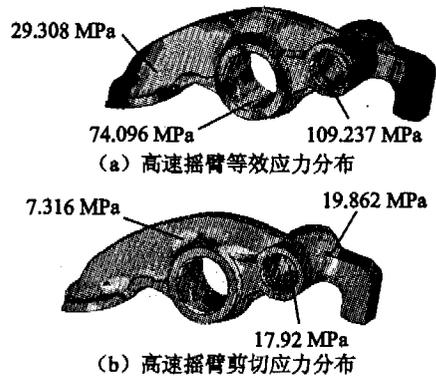


图 9 切换后应力分布情况

活塞,它的强度直接决定了 VVT 机构的使用寿命,而它的变形将直接改变进气气门的升程从而影响发动机的功率. 切换后活塞的最大剪切应力在合金钢的许可范围内.

按照切换活塞的设计要求,其外径存在着 -0.01 mm 的下偏差,这个偏差将直接影响活塞的强度和它与摇臂的接触情况. 现在假设活塞由于加工精度,产生了 0.00 mm 、 -0.005 mm 、 -0.01 mm 的尺寸偏差,分析这 3 种情况下切换活塞的强度和变形情况. 图 10 显示,当活塞处于不同尺寸偏差的时候,活塞的强度变化不大,其变形也是十分的有限,切换活塞在这样有限变形的情况下对 VVT 机构的切换动作影响不大.

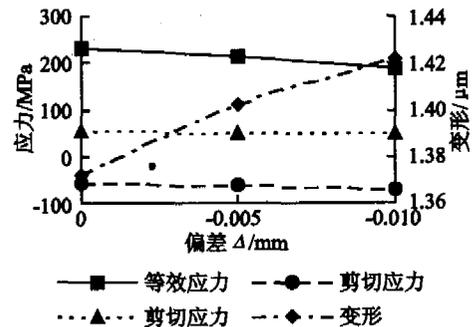


图 10 切换活塞的最大应力、应变

从有限元分析结果来看,切换成高速摇臂后,高速摇臂的应力比较小,最大等效应力 109.237 MPa 还是小于材料的许可应力 700 MPa ,安全系数 $[S]$ 达到了 6.4 ,满足设计要求. 高、低速摇臂在切换前后,其应力强度都小于材料的许用值.

5 结 论

1) 有限元计算的结果表明,高、低速摇臂和活塞的结构强度能够满足 VVT 机构工作要求. 当切换活塞的尺寸在公差范围内的时候,其强度和刚度都变化不大,对 VVT 机构的切换动作影响不大.

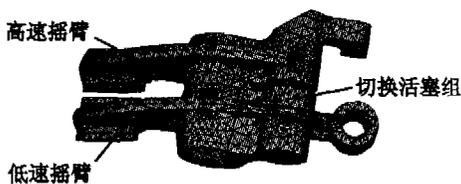


图 8 摇臂有限元网格模型

切换后,对进气气门控制影响最大的应该是切换

图 7 切换前低速摇臂最大受力情况下分析结果
从低速摇臂等效应力的分布情况可以看出,存在应力集中的现象. 应力集中的地方是低速摇臂最狭小处,也是低速摇臂等效应力最大的地方,但最大等效应力 343.661 MPa 还是小于材料的许可应力 700 MPa ,所以低速摇臂的安全系数 $[S] = 2.04$,大于设计的许可安全系数 1.6 ,能够保证切换凸轮型线 VVT 机构的正常工作.

4 VVT 机构高速工作状态的有限元分析

当发动机达到高速工况时,VVT 机构完成切换,切换活塞将高、低速进气摇臂连成一体,由高速凸轮通过进气摇臂控制进气的开闭. 此时对摇臂进行有限元分析就会涉及接触非线性问题(切换活塞与摇臂的接触);且 2 个摇臂包含有较多复杂的曲面,故采用四面体单元对高、低速进气摇臂和切换活塞进行网格划分,如图 8 所示. 将 VVT 机构运动仿真所得受到的摇臂最大外力(图 3 和图 4(b))和转动惯量作为边界条件施加到切换后的摇臂模型进行有限元分析,得到切换后进气高速摇臂的等效应力和剪切应力分布情况(见图 9).

2) 通过 VVT 样机的实验表明,在不同的转速下高、低速摇臂工作良好,可以平稳地实现高、低速摇臂的切换控制.在实验后,高、低速摇臂和切换活塞没有发现裂纹、变形,证明采用多体动力学和有限元方法对 VVT 机构进行联合分析的方法是比较可靠的.

3) 采用多体动力学仿真方法来模拟机构的工作,从中提取有限元分析边界条件的方法是可行的.

参考文献:

- [1] 高村直己. 年鑑/二輪車エンジン[J]. 自動車技術, 2000,54:7-10.
- [2] MICHAEL M SCHECHTER, MICHAEL B LEVIN. Camless Engine [A]. Proceedings of the 1996 SAE International Congress & Exposition [C]. USA: Detroit, MI, 1996, 17-20.
- [3] KIYOSHI HATANO, KAZUMASA LIDA, HIROHUMI HI-GASHI, et al. Development of a New Multi-mode Variable Valve Timing Engine [A]. International Congress and Exposition [C]. USA: Detroit, MI, 1993, 137-146.
- [4] 苏岩,李理光,肖敏,等. 可变配气相位对发动机性能的影响[J]. 汽车技术, 2000,(10):10-14.
- [5] MASATO MATSUKI, KENJI NAKANO, TOHRU AMEMIYA, et al. Development of a Lean Burn Engine with a Variable Valve Timing Mechanism [A]. Proceedings of the 1996 SAE International Congress & Exposition [C]. USA: Detroit, MI, 1996, 167-172.
- [6] CARL A SCHIELE, STEPHEN F DENAGEL, JAMES E. Design and Development of a Variable Valve Timing (VVT) Camshaft [A]. International Congress & Exposition [C]. USA: Detroit, MI, 1974, 9-12.
- [7] 吴俊刚,张力,徐宗俊. 顶置凸轮配气机构多体系统动力学仿真研究[J]. 现代制造工程, 2005,295(4):69-71.

Structural Strength Study of Switching Cam Profile VVT Mechanism

SHEN Yan^{1,2}, LI Jian¹, ZHANG Li¹, WU Jun-gang¹, XU Zong-jun¹

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. Chuandong Drilling and Prospecting Company of Sichuan Petroleum Administration, Chongqing 400021, China)

Abstract: The switching cam profile variable valve timing (VVT) mechanism is able to control valve lifting and timing system through higher and lower intake rockers at different engine speed. In this paper, multi-body dynamics and the finite element method (FEM) analysis method were combined to study the VVT mechanism. The analysis results indicate that intake rockers satisfy for design requirements and the dimensional discrepancy of the switching piston little affects on the VVT mechanism performance.

Key words: variable valve timing; multi-body dynamics; FEM; intake rockers; switching piston

(编辑 成孝义)