

气门与活塞碰撞故障分析及凸轮型线优化设计

段艳强, 郑小华

(重庆潍柴发动机有限公司, 重庆 402262)

摘 要: 针对新开发的某四气门反转柴油机出现的气门与活塞碰撞问题, 基于 AVL-EXCITE TD 软件进行配气机构仿真分析。结果表明: 原正转机凸轮型线直接应用于反转机, 导致反转机气门与活塞发生干涉。采用梯形函数和气门分段加速度函数对原凸轮型线进行优化设计。经运动学、动力学及性能试验验证: 优化后的凸轮型线解决了气门与活塞碰撞问题, 且改善了柴油机燃烧性能, 燃油消耗率降低约 $5 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ 。

关键词: 配气机构; 反转机; 凸轮型线; 干涉

中图分类号: TK423.4⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)04-0022-04

Failure Analysis of Valve-Piston Collision and Optimal Design of Cam Profile

Duan Yanqiang¹, Zheng Xiaohua¹

(Chongqing Weichai Engine Co., Ltd., Chongqing 402262)

Abstract: Aiming at the valve-piston collision problem of a four-valve reversing diesel engine, simulation analysis was carried out on the valve train mechanism based on AVL-EXCITE TD software. The results showed that the original cam profile from forward rotating engine was used directly on the reverse rotating engine, and caused the air valve-piston interference on the reverse rotating engine. The cam profile was optimized through trapezoid function and valve individual section acceleration function. Verification was carried out by kinematic, dynamic and performance test, and the results showed that the optimal cam profile solved the valve-piston collision problem, improved the combustion performance of diesel engines, and reduced the fuel consumption by $5 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$.

Key words: valve-train; reverse rotating engine; cam profile; interference

0 引 言

某四气门柴油机额定转速 $1\,000 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$, 直列 6 缸, 增压中冷, 其正转机型 (基本机型) 已开发成功并批量生产。但在反转机型 (逆时针转) 的开发过程中出现了气门与活塞碰撞问题。

中速柴油机配气机构由凸轮轴驱动, 凸轮型线设计得合理与否, 不但影响配气机构的性能指标, 而且直接关系到柴油机的动力性、经济性、可靠性及耐久性。在设计凸轮型线时将配气机构视为绝对刚体, 根据凸轮型线设计准则: 先定义出理想的气

门加速度曲线, 然后通过运动学计算推算出凸轮型线。本文针对反转机型中出现的气门与活塞碰撞问题, 对其凸轮型线进行优化设计, 解决该碰撞问题的同时提高柴油机的综合性能。

1 故障描述

该反转柴油机的样机在试验过程中, 当转速增加至 $900 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时, 突然出现带节奏的敲击声。吊缸检查发现: 活塞顶进气避阀坑有明显碰撞痕迹, 进气门阀盘底部有亮带, 如图 1 所示。

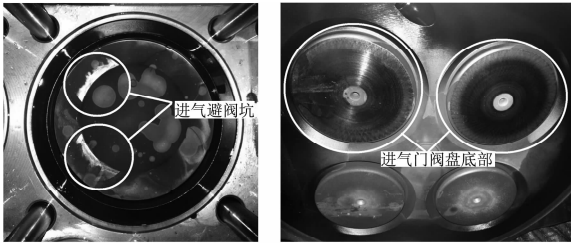


图 1 碰撞后的活塞和气门

2 故障原因排查与分析

经全面排查，排除了凸轮加工和配气正时引起故障的可能性。对比该正、反转柴油机的结构差异：除了凸轮轴旋转方向不同，其他结构完全相同。故初步怀疑是由于凸轮轴旋转方向不同而引起的故障。

进一步分析，该四气门柴油机配气机构采用凸轮直接驱动形式（指型摇臂机构），如图 2 所示。工作时滚轮沿摇臂轴中心作圆弧运动，同时与凸轮作切线运动，因此摇臂比是在不断变化的，从而使气门升程的上升段或下降段有缓急之分。由于凸轮轴旋转方向的不同，气门升程的上升段或下降段都有可能为缓段或急段。如果急段在上升段，则人关注摇臂飞脱和顶缸现象；如果急段在下降沿，则人关注气门落座。因此对于该四气门反转柴油机而言，由于凸轮轴旋转方向的不同，其气门的运动轨迹和正转机的气门是不同的，故正转机凸轮型线不能直接应用于反转机。

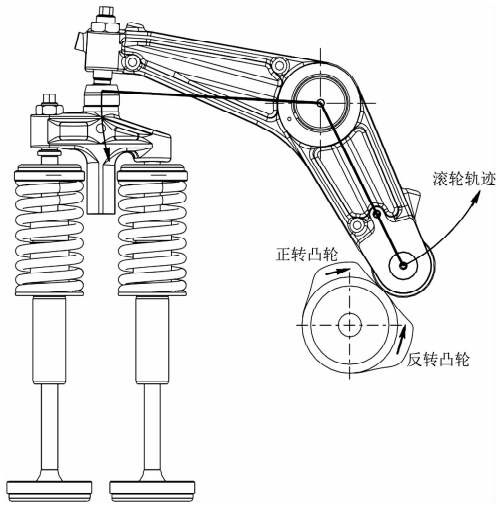


图 2 配气机构布置示意图

3 原凸轮配气机构仿真分析

利用 AVL - EXCITE TD 软件，根据此款四气门反转柴油机配气机构结构参数，建立其配气机构计算模型，如图 3 所示。其中，摇臂模块中凸轮轴

旋转设置为 towards，代表反向旋向。

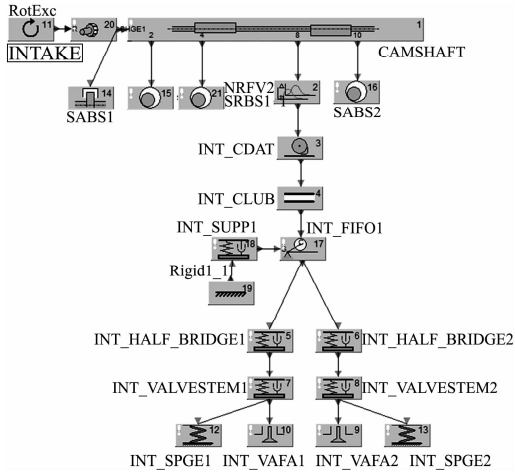


图 3 配气机构计算模型

将原凸轮型线导入凸轮模块中，计算得到运动过程中反转机的进、排气门与活塞间的最小间隙如图 4 所示。

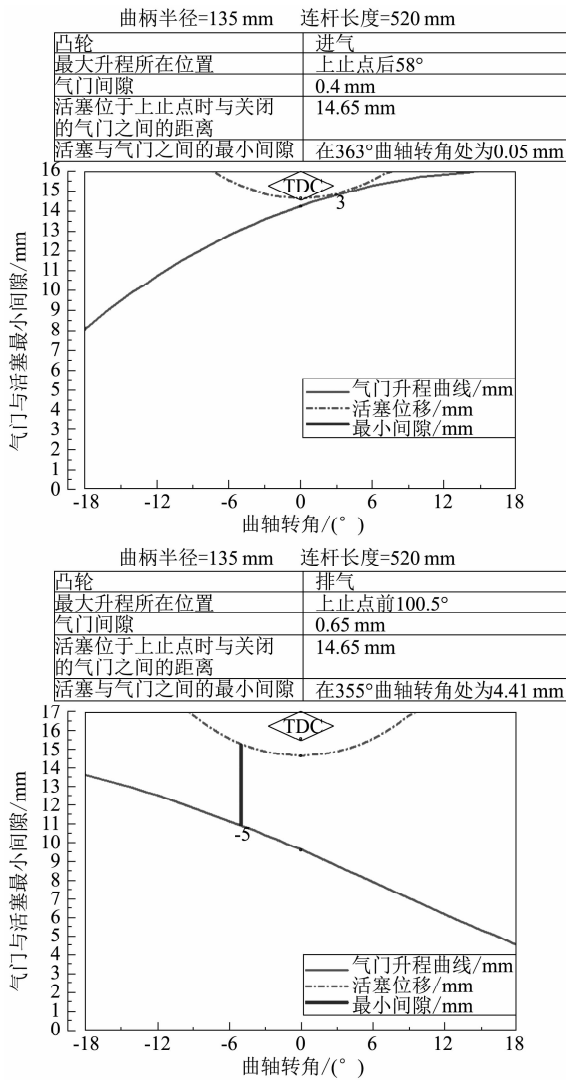


图 4 进、排气门与活塞间的最小间隙

由图 4 可以看出: 反转机进气门与活塞在冷态下的最小间隙仅为 0.05 mm, 考虑热膨胀和装配误差等的影响, 气门与活塞已经发生干涉, 与实际情况相符, 故须重新设计凸轮型线。

4 新凸轮型线优化设计

凸轮缓冲段型线设计一般采用余弦、矩形和梯形三种加速度函数, 其中常用的是梯形函数, 可保证从动件由实际基圆过渡到缓冲段工作时, 速度由零逐渐增大, 无突变, 工作平稳, 且凸轮在实际基圆与缓冲段相接处外形圆滑无尖点。

凸轮工作段型线设计可采用气门多项动力加速度、气门等加速度和气门分段加速度三种函数。其中气门分段加速度函数是常用设计方法, 也是优化时的首选方法, 可用于任何形式的阀系凸轮, 可用任意函数自由搭配, 灵活性好, 方便控制正加速度宽度。

本文采用梯形函数和气门分段加速度函数方法设计出的气门升程、速度和加速度曲线如图 5 所示。图中 a 为缓冲段, 采用梯形函数, 具有运行平稳的特点; b 为正加速段, 由正弦、直线和正弦 3 段函数组成, 其宽度和高度对型线丰满度有较大影响; c 为负加速度, 由正弦、直线和过渡圆弧函数组成, 为中间过渡区, 对型线平稳性有促进作用; d 为等速段, 采用等速函数, 其宽度对型线丰满度有决定性影响。

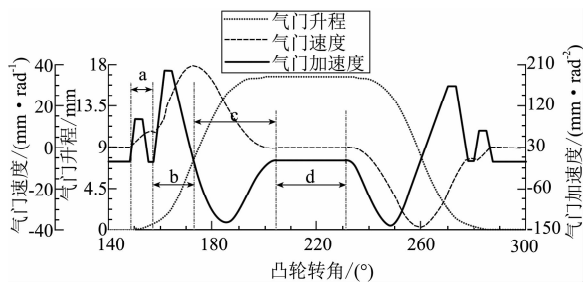


图 5 气门升程、速度和加速度曲线

4.1 新凸轮配气机构运动学分析

对新凸轮配气机构做运动学分析, 其主要性能参数与原凸轮型线的对比如表 1 所示。

运动学分析的结果表明:

(1) 新凸轮的气门与活塞的最小间隙均大于 2.16 mm 的校核要求, 解决了气门与活塞干涉的问题;

(2) 新凸轮的进、排气门升程丰满系数均比原凸轮的有所提高, 对于提高充气效率非常有帮助;

(3) 新凸轮的进、排气门最大跃度均比原凸

轮的减小一半左右, 从而可以有效减小从动件的振动, 使配气机构运动更加平稳;

(4) 新凸轮的进、排气门弹簧裕度均比原凸轮的理想, 说明新凸轮型线与气门弹簧匹配更好, 滚轮与凸轮表面不会跳开;

(5) 其他性能指标如凸轮与滚轮最大接触应力、负曲率半径、K 系数均满足设计要求。

表 1 配气机构运动学主要性能参数对比

参数	进气		排气		校核要求
	原凸轮	新凸轮	原凸轮	新凸轮	
气门与活塞最小间隙/mm	0.05	2.22	4.41	2.81	>2.16
凸轮与滚轮最大接触应力/MPa	1 174	1 242	860.7	1 032	<1 300~1 500
气门弹簧裕度	0.864	1.483	1.251	1.521	>1.1~1.2
负曲率半径/mm	-85.67	-88.84	-89.16	-86.57	<-70
K 系数	1.498	1.605	1.540	1.57	>1.2~1.3
气门最大跃度/(mm·rad ⁻³)	5 951	2 539	4 972	2 883	不应太大
气门升程丰满系数	0.648 7	0.695 6	0.697 5	0.747 1	0.55 左右

4.2 新凸轮配气机构动力学分析

原凸轮型线和新设计凸轮型线的动力学仿真计算结果如图 6 所示。主要性能参数如表 2 所示。

表 2 配气机构动力学主要性能参数对比

参数	进气		排气		校核要求
	原凸轮	新凸轮	原凸轮	新凸轮	
飞脱与否	是	无	无	无	无
凸轮与滚轮最大接触应力/MPa	1 206.53	666.732	1 273.89	1 040.64	<1 300~1 500
气门反跳	无	无	无	无	无
气门落座速度/(m·s ⁻¹)	0.21	0.21	0.19	0.17	<0.5
气门最大落座力/N	3 270	3 560	3 946	3 981	<4 800

动力学分析结果表明:

(1) 原凸轮进气存在 61° 曲轴转角的飞脱现象, 而新设计的凸轮型线不但解决了飞脱现象, 而且凸轮与滚轮的最大接触应力均比原凸轮的要小, 磨损减小;

(2) 新凸轮的进、排气门开启和关闭均正常, 无反跳和二次开启现象, 气门最大落座速度均小于 0.5 (m·s⁻¹), 气门最大落座力均小于 6 倍弹簧预紧力 4 800 N, 说明气门落座平稳, 整个配气机构工作更加可靠。

5 性能试验

为全面考核采用新设计凸轮型线的反转柴油机的工作性能, 进行了外特性和极限负荷性能试验, 并与同型正转柴油机的性能进行了对比, 如图 7 所示。

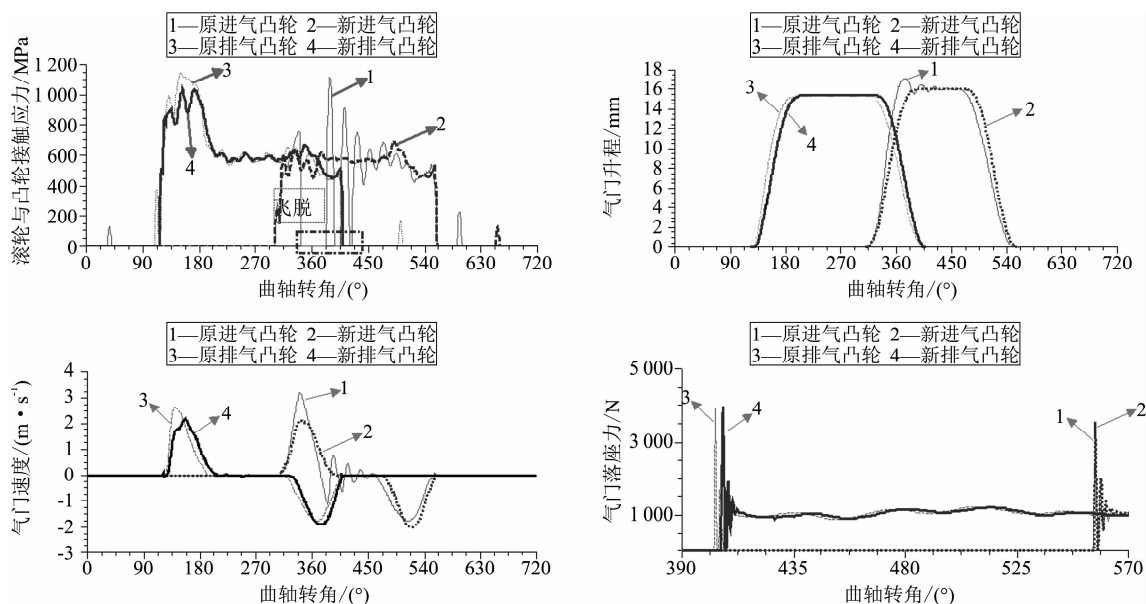


图6 配气机构动力学计算结果

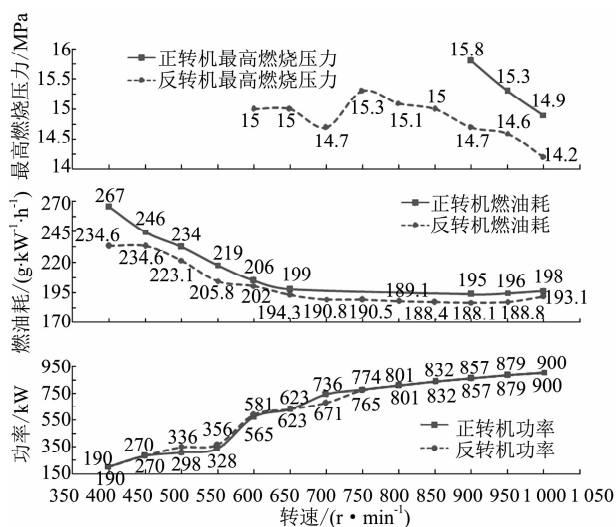


图7 反转机与正转机性能对比

可见：按新凸轮轴装机的反转柴油机各项性能指标符合设计要求，且燃油消耗指标优于同型的正转柴油机。试验完成后，经对柴油机吊缸检查，确认气阀与活塞未出现碰撞问题，燃烧室没有积炭现象，运行良好。如图8所示。

6 结论

通过凸轮型线的优化设计，很好地解决了气门与活塞碰撞的问题；同时改善了柴油机的燃烧性能，降低燃油消耗率约 $5 \text{ (g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$ ，经济性提高。

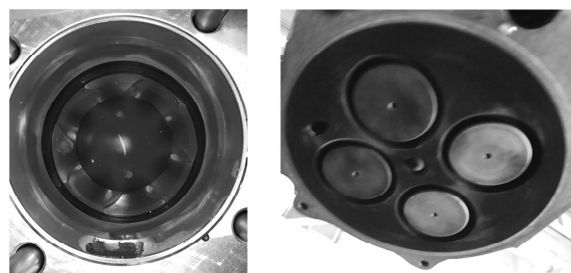


图8 吊缸检查情况

本次故障原因的分析与解决方案表明：凸轮型线作为配气机构的关键一环，其设计是否合理直接影响柴油机的综合性能。因此，在柴油机配气机构设计中须对凸轮型线进行重点研究。

参考文献

- [1] AVL EXCITE_ TimingDrive_ Users Guide [R]. Version 7.0.3, 2007.
- [2] 熊琳. 船用柴油机设计手册(五) [M]. 北京: 国防工业出版社, 1979.
- [3] 陈大荣. 船舶柴油机设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [4] 冯仁华. 发动机配气机构优化改进设计 [D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- [5] 魏宇明. 汽车发动机配气机构的分析设计研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2012.
- [6] 戴军. R16V280ZJ 型柴油机配气凸轮型线的优化设计 [D]. 上海: 上海交通大学, 2007.