

基于 GT-POWER 的强化柴油机排气提前角研究

Study on the Thermodynamic Cycle of a Highly-intensified Diesel Engine under Different Exhaust Valve Opening Based on GT-POWER

王子玉, 王 雷, 文 明, 李玉峰

(中国北方发动机研究所, 天津 300400)

摘 要: 应用 GT-POWER 软件对在不同排气提前角下的热力循环进行研究。结果表明: 在保持进气压力、燃烧参数一定的前提下, 气流从缸内向排气道的最大流速增大, 但排气流量率却略有降低, 产生倒流的时间会提前, 也会导致倒流的气量增大; 气门区域马赫数增大, 超临界排气量增大; 最高燃烧压力随着排气提前角有所下降, 换气损失有所减小, 机械负荷降低。

关键词: GT-POWER、高强化柴油机、排气提前角、仿真

Abstract: Study on the thermodynamic cycle of a highly-intensified diesel engine under different EVO (exhaust valve opening) with GT-POWER code. The results shows: With the EVO increased, the flow velocity between cylinder with exhaust ports enhance, the exhaust gas flow mass rate decreased a few, the mass of back-flow (from exhaust ports to cylinder) increased, the relative timing advanced, the mach number of exhaust valve area and supercritical exhaust mass were both increased. In addition, the maximum combustion pressure, gas exchange work and mechanical load decreased.

Key words: GT-POWER, highly-intensified diesel engine; exhaust valve opening; simulation

1. 引言

换气过程是柴油机工作过程的关键之一, 柴油机性能很大程度上依赖其换气过程组织好坏, 也影响着柴油机动力性、经济性及可靠性。为提高动力性和经济性, 需要研究减少进排气流动损失和提高充量系数的措施和方法, 以及如何为燃烧提供一个合适的缸内气体流场, 因此对发动机换气过程的研究一直是内燃机行业研究的重点^[1-4]。

而随着柴油机强化程度的提高, 单位时间内参与燃烧的空气量和燃料量增加, 使得进排气过程的组织更加困难。其中排气不畅会导致排气能量损失、残余废气系数增加、热负荷升高等问题, 严重影响了强化柴油机的性能^[5]。

近年来, 在部分增压柴油机上出现了大排气提前角的设计, 其主要技术思路可以解读为: 通过快速燃烧, 释放热量和快速做功, 尽可能减小因排气门提前开启带来的膨胀损失; 而由于排气提前角增大, 在强制排气阶段, 有效流通截面积较大, 排气更加通畅, 降低缸内的残余废气系统。又由于将一部分本应有发动机本体吸收所做的功, 转移到涡轮增压系统中, 再由提高增压压力反补给发动机, 进而有效提高了循环的整体效率。

通过模拟计算方法可以较好地进行多方案的对比分析, 对于换气过程的研究也十分有帮助。因此, 本研究是基于 GT-POWER 软件对一台高强化柴油机在不同排气提前角下的热力循环进行分析, 以期找出相关规律, 指导今后的研发设计。

2. 发动机模型的建立及试验验证

2.1 计算模型的建立

依据试验机型的总体结构布置，通过 GT 软件建立工作过程模型，如图1所示。

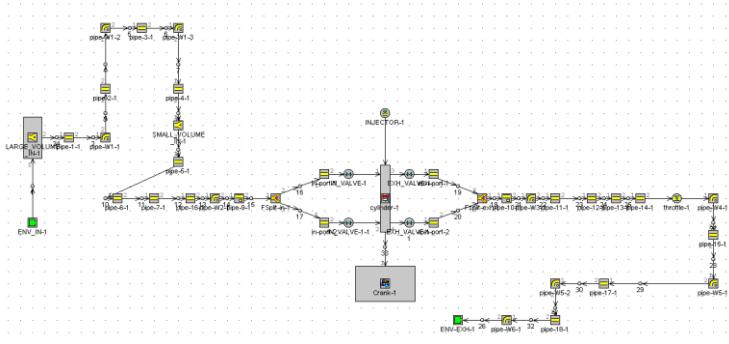


图 1 试验用柴油机工作过程计算模型

图中，ENV 为系统边界；Cylinder1为气缸；Throttle1为涡轮模拟装置。由于模型的计算准确度受到相关几何结构的影响，但为了简化模型，在保证计算精度的前提下，对于部分结构进行了等效简化。且整个数值模拟过程涉及到气体流动、燃油喷射和燃烧放热过程等多个工作过程，同时也受到计算速度的影响，因此将进、排气管路简化为一维模型，以节约计算资源。

本文选取标定工况进行计算。燃烧模型选用 Wiebe 模型；传热模型为 WoschniGT 模型；配气机构的设置包括进排气门的升程和流通系数，输入软件的曲线为稳流气道试验台测得的数据。

2.2 计算模型的标定

依据下列步骤调整计算模型参数：（1）根据试验测量的循环油量和过量空气系数，调整进气压力使得空气量的仿真值达到试验值；（2）调整燃烧模型中的各系数，使得仿真结果得到的燃烧压力与试验值基本吻合；（3）保持一定的平均摩擦压力，通过调整燃烧参数，最后使得有效功率仿真与试验结果一致。

通过上述步骤后，用所获得的功率、最大爆发压力比试验结果略低，燃油消耗率和空气消耗率略高，所获的计算结果与试验结果相差在5%以内，符合工程计算的精度要求。试验结果与计算结果的对比如图2。由图2可见，仿真与试验曲线几乎重合。因此，计算模型在该工况下与试验较为吻合，在本研究中作为规律研究的基础模型。

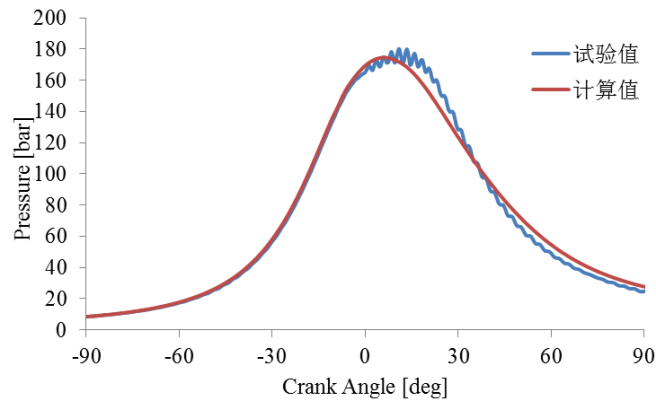


图 2 试验结果与计算结果的示功图对比

表 1 试验结果与计算结果的性能对比

参数	单位	试验值	计算值
制动功率	kW	62.70	62.51
IMEP	bar	25.92	25.74
FMEP	bar	5.96	5.81
空气消耗率	g/kW-h	6649.09	6769.56
燃油消耗率	g/kW-h	283.77	284.05

2.3 排气提前角相位方案

计算过程中，保持 EVC 和 气门升程曲线的基本特征不变，仅改变 EVO，按照 EVO 角度来确定不同的计算方案，具体计算方案如表2所示，气门升程曲线如图3所示。

表 2 不同的排气提前角相位

方案	EVO (° CA BBDC)
Baseline	85
Case1	95
Case2	105

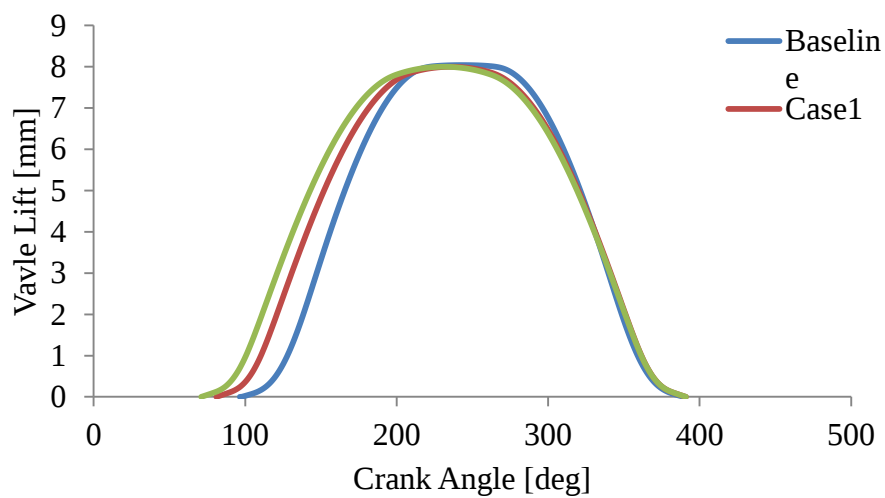


图 3 不同方案下的气门升程曲线

3. 计算结果分析

排气门一般在排气下止点前打开，这是由于受配气机构及其运动规律的限制，排气门不可能瞬间完全打开，在排气门开启的最初一段时间内，气门升小，排气流通截面积小，废气排出的流量小。如果排气门刚好在膨胀行程的下止点才开始打开，则由于排气不畅造成气缸压力下降迟缓，活塞在向上止点运动强制排气时，将增加排气冲程所消耗的活塞推出功。所以内燃机的排气门会提前开启。但过度增大排气门提前角也会造成缸内工质膨胀不足，膨胀功损失增加^[6]。

图4为不同工况下的流经排气门的气流速度曲线。排气提前角增大时，气流从缸内向排气道的最大流速增大，这主要是由于排气提前角提前后，缸内压力更高，所以排气流速会有所增大。但排气流量率却略有降低（如图5），因为在排气过程刚开始时，虽然排气压差大，但由于处于超临界排气阶段，排气流量只受排气截面积的影响，所以虽然排气提前角增大，但排气流量并未明显增大。而在排气升程增大后，会由于排气背压，所以排气从排气道向缸内产生一定的倒流，且随着排气门提前角的增大，产生倒流的时间会提前，也会导致倒流的气量增大。图6为不同方案下的流经排气门的累积流量，也呈现出随着排气提前角增大，倒流量增大的趋势。

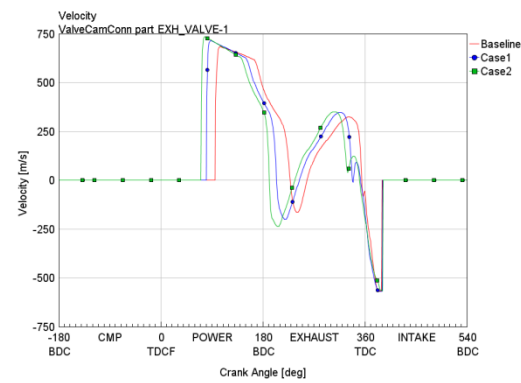


图 4 不同方案下流经排气门的气流速度

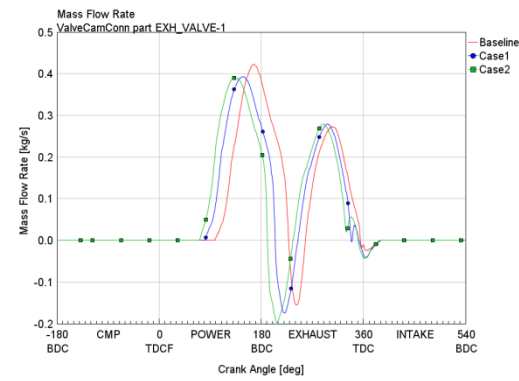


图 5 不同方案下流经气门的排气流量率

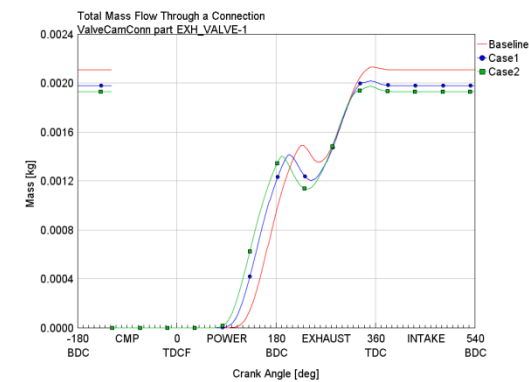


图 6 不同方案下的累积流量

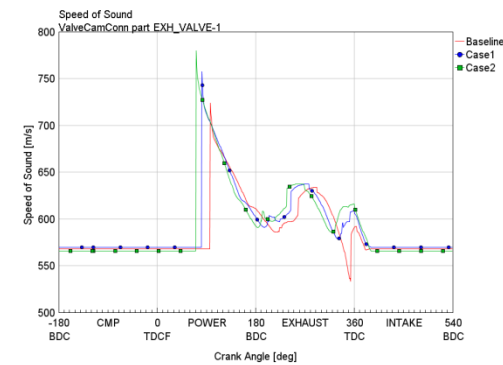


图 7 不同方案下的气门区域声速

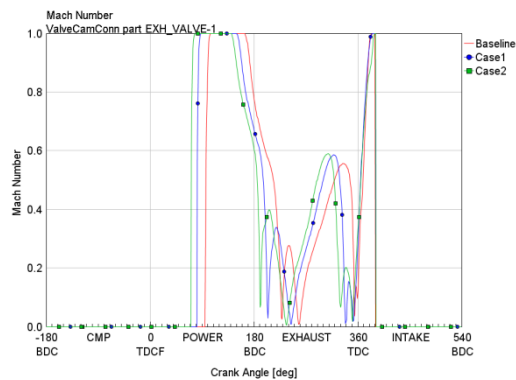


图 8 不同方案下的气门区域马赫数

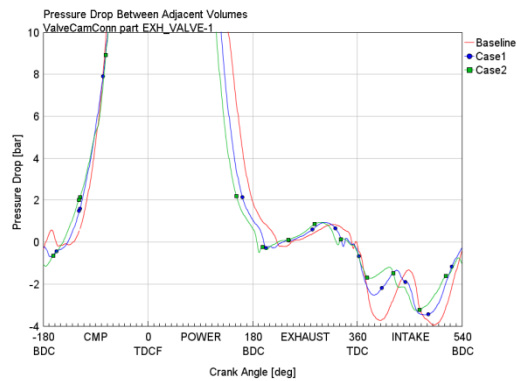


图 9 不同方案下的气门两端压差

图7为不同方案下的排气门区域声速，由于当地声速与温度、压力等状态有关，因此随着排气门提前角增大，最大的声速是呈现增大的趋势。如图8所示，气门区域马赫数也随着排气提前角增大而增大，超临界排气量增大。从图中可以看出，随着排气提前角增大，此外由于排气提前角增大，排气压差变大，这一点可以从图9中可以看出。

如图10所示，空气陷入量却随着排气提前角有所下降，这主要是由于排气背压会受到排气提前角增大而增加，扫气效率有所减小。而且在膨胀下止点后出现的“倒流”量明显增加。

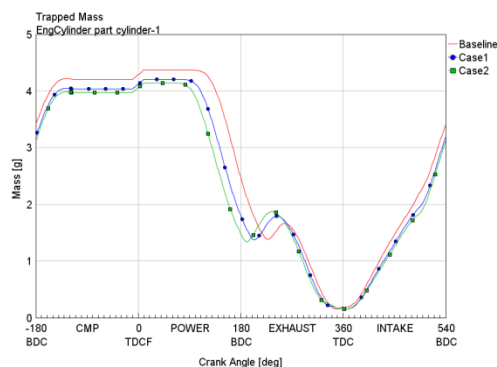
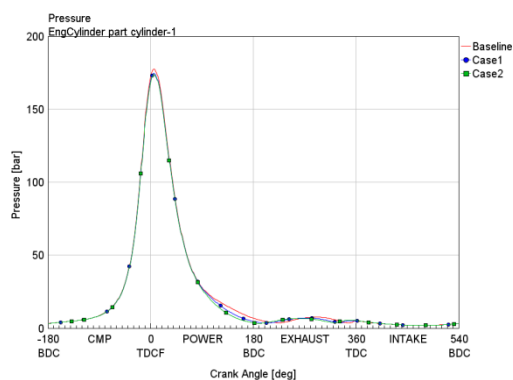
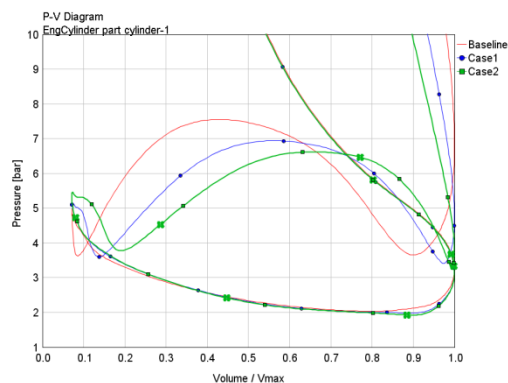


图 10 不同方案下的空气陷入量



a) P-φ 图



b) P-V 图

图 11 不同方案下的示功图

如图11所示，受到换气质量的影响，最高燃烧压力随着排气提前角有所下降，但从P-V图可以看出，随着排气提前角增大，换气损失有所减小。因此排气提前角提前后，机械负荷降低，燃烧优化的裕度增大。

表3为不同方案下的性能参数。由于计算过程中燃烧参数是基于Baseline进行设置的，所以随着排气提前角的提前，排气背压增大，倒流气量增加，导致充气效率下降，发动机的功率呈现下降的趋势，但换气损失下降对于性能的提升有所帮助。此外优化最高燃烧压力下降，机械负荷降低，今后的优化过程中，可以结合燃烧过程的优化、增压匹配，来进一步改善性能。

表 3 不同方案下的性能参数

参数	单位	Baseline	Casel	Case2
制动功率	kW	61.6	59.2	56.9
IMEP	bar	25.44	24.69	23.94
PMEP	bar	-3.39	-3.08	-2.94
空气消耗率	g/kW-h	7110	6921	7024
燃油消耗率	g/kW-h	284.05	299.8	312.2
充气效率	%	102.4	95.9	93.5
陷入效率	-	0.999	1	1
空燃比	-	24.65	23.08	22.50

4. 结论

在保持进气压力、燃烧参数一定的前提下，基于某高强化柴油机计算模型通过调整不同排气提前角，得到以下结论：

（1）随着排气提前角增大时，气流从缸内向排气道的最大流速增大，这主要是由于排气提前角提前后，缸内压力更高，所以排气流速会有所增大。但排气流量率却略有降低，且随着排气门提前角的增大，产生倒流的时间会提前，也会导致倒流的气量增大。

（2）随着排气门提前角增大，最大的声速是呈现增大的趋势。气门区域马赫数也随着排气提前角增大而增大，超临界排气量增大。

（3）随着排气门提前角增大，受到换气质量的影响，最高燃烧压力随着排气提前角有所下降，但从P-V图可以看出，随着排气提前角增大，换气损失有所减小。因此排气提前角提前后，机械负荷降低，燃烧优化的裕度增大。

参考文献

[1] Hamarashid L. GT-Power Modeling of a 6-Cylinder Natural Gas Engine and Investigation of the Possible Performance Improvements by Studying the Miller Cycle[D]. Sweden: Lund University, 2008

[2] 邵治家, 白敏丽, 吕继祖, 等. 配气相位对 6106 柴油机的性能影响研究[J]. 内燃机工程, 2008, 29(3): 33-36.

[3] 刘杨, 李国岫. 增压柴油机配气相位的优化研究[J]. 北京汽车, 2009(3): 25-28.

- [4] 朱振夏, 孙柏刚, 李刚, 等. 基于 GT-POEWEER 软件的发动机配气相位优化设计, 2011 年 CDAJ-China 中国用户大会, 2011.
- [5] 李玉峰. 车用高功率密度柴油机燃烧技术发展[R]. 中国内燃机学会测试分会、燃料与润滑油分会、吉林省内燃机学会 2012 年联合学术年会, 2012.
- [6] 周龙保. 内燃机学 (第 3 版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.