

# 基于 GT-Power 增压柴油机排气系统优化设计研究

## Research on the optimal design of the exhaust system of turbocharging diesel engine with GT-Power

李俊鹏

哈尔滨工程大学动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001

**摘要:** 涡轮增压柴油机排气系统结构对其性能有一定影响, 不同排气系统适用于不同柴油机。本文应用 GT-Power 软件对 TBD234V12STC 柴油机脉冲排气系统改用结构更加简单的 MPC 系统进行性能计算, 通过计算确定最优 MPC 系统结构参数。

**关键词:** GT-Power、脉冲、MPC、性能

**Abstract:** The exhaust system of turbocharging diesel engine has an effect on the performance of the engine. Different exhaust systems apply to different engines. This paper researches on the performance simulation of the process that the pulse exhaust system of TBD234V12STC diesel engine changed into the structure simpler MPC exhaust system instead with the GT-Power. We could ensure the best structure parameter of the MPC system based on the result of the simulation.

**Key words:** GT-Power、Pulse、MPC、Performance

### 1. 前言

涡轮增压柴油机排气系统目前主要有定压、脉冲、MPC、MIXPC 等形式<sup>[1]</sup>, 定压增压系统排气总管管径较大, 排气管内压力波动小, 涡轮效率高, 但是响应比较慢; 脉冲增压系统排气总管细, 能够充分利用排气管内的脉冲能量, 能量利用率高, 尤其适用于 6 缸柴油机或是 V 型 12 缸柴油机, 但是脉冲增压系统结构复杂; MPC 系统兼顾脉冲增压系统和定压系统的优点, 涡轮前压力波动小, 近于定压系统, 因此涡轮效率较高, 排气总管直径较定压系统小, 且各缸排气歧管顺着总管气流方向进入, 使部分脉冲能量以速度形式进入总管及涡轮, 排气能量传递效率较高, 在约 60% 负荷以下低工况性能近于脉冲系统而优于定压系统, 高工况性能则优于脉冲而近于定压系统, MPC 系统可以采用模件化方式进行生产及安装, MPC 系统结构较脉冲系统简单<sup>[2]</sup>。

TBD234V12 柴油机是河南柴油机厂从 MWM 公司引进的系列机之一, 其主要结构和性能参数如表 1.1。

表 1.1 TBD234V12 柴油机的主要结构参数和性能参数

参数名称	参数描述
------	------

标定功率	444kW
标定转速	1800r/min
气缸排列方式	V 型，60° 夹角
缸径/冲程（mm）	128/140
连杆曲柄比	70/225
额定油耗率	204g/（kW·h）
压缩比	15:1
发火次序	A1-B5-A5-A3-B6-A6-B2-A2-B4-A4-B1
配气相位	进气阀开：上止点前 26.5° CA 进气阀闭：下止点后 46.5° CA 排气阀开：下止点前 47° CA 排气阀闭：上止点后 13° CA

TBD234 系列柴油机是军民通用、船路通用产品，该系列柴油机具有性能先进、耗油率低、功率范围宽广、质量可靠、大修期长等优点，军民两用均得到好评，满足市场需求。

TBD234V12STC 柴油机采用脉冲增压系统，其示意图见图 1.1，将其排气系统改为 MPC 系统后，示意图见图 1.2。

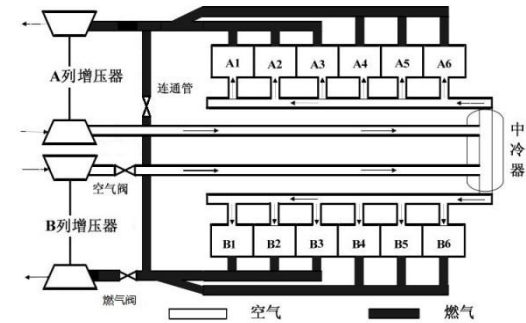


图 1.1 脉冲增压系统示意图

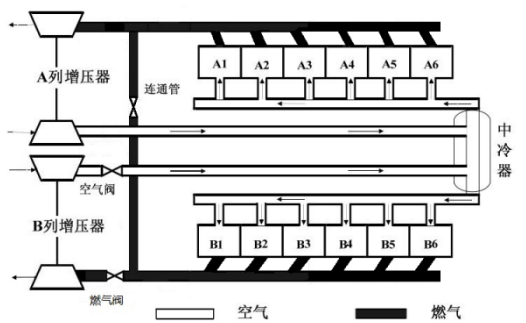


图 1.2 MPC 增压系统示意图

MPC 系统的低工况性能一般不如脉冲增压系统，因此 MPC 系统改造的目标是低工况条件下整机性能与脉冲增压系统相仿，高工况条件下性能优于脉冲增压系统。目前针对 MPC 增压系统设计主要依靠三个参数来确定其结构形式，包括支管向涡轮方向倾斜角度  $\alpha$ ，排气总管直径  $d$ ，以及支管截面收缩率  $F$ 。本文以 GT-Power 软件仿真计算结果为依据，确定 MPC 管件结构形式<sup>[3]</sup>。

## 2. 计算模型建立与验证

### 2.1 脉冲增压系统 GT-Power 模型建立

在利用 GT-Power 建立柴油机 MPC 系统仿真模型前，要对其常规脉冲增压模型建模并利用实验数据进行验证，以确定仿真模型合理性。采用模块化建模方法对涡轮增压柴油机进行系统建模，以柴油机质量流动为顺序，依次建立进气管、涡轮增压器、中冷器、气缸、曲轴箱、排气管等模型模块，依据试验数据，对整个模型各个模块分别进行参数调试，依次完成柴油机单缸模型、非增压整机模型和增压整机模型的建模<sup>[4]</sup>，模型见图 2.1

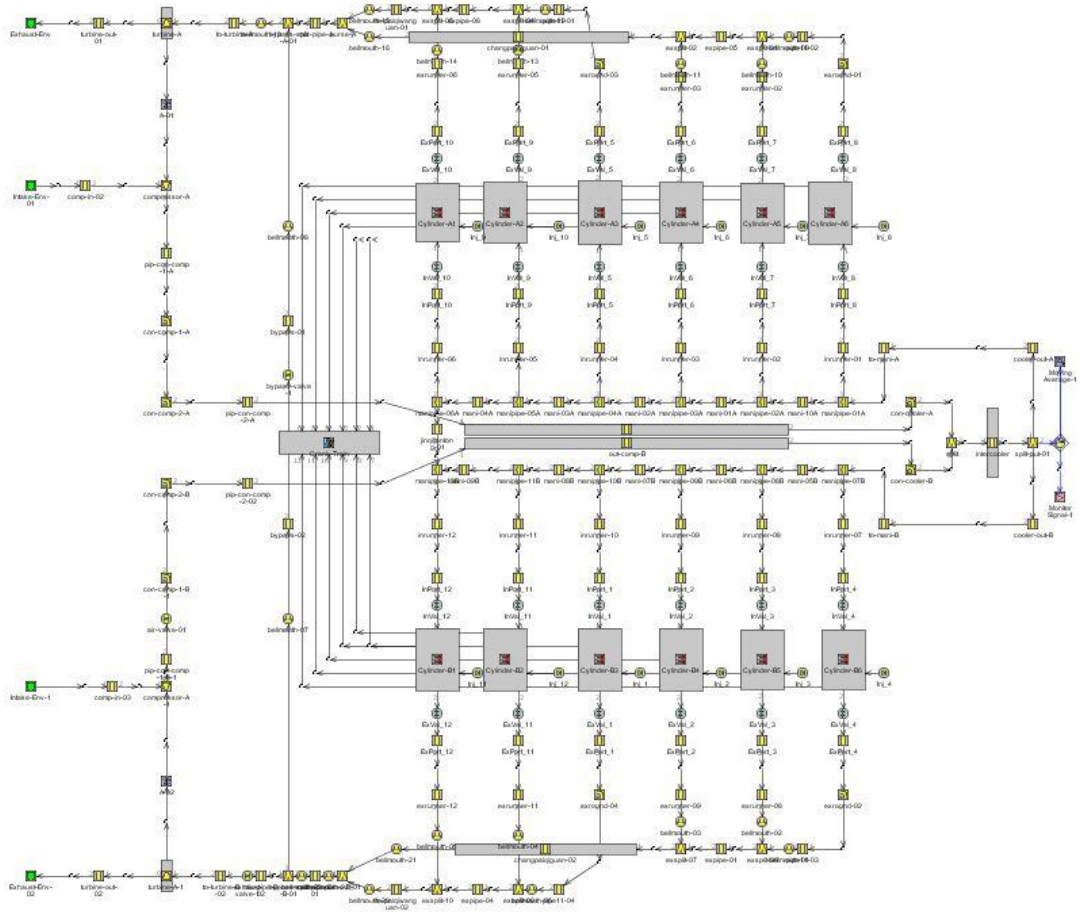


图 2.1 TBD234V12STC 脉冲增压系统模型示意图

2.2 脉冲模型验证

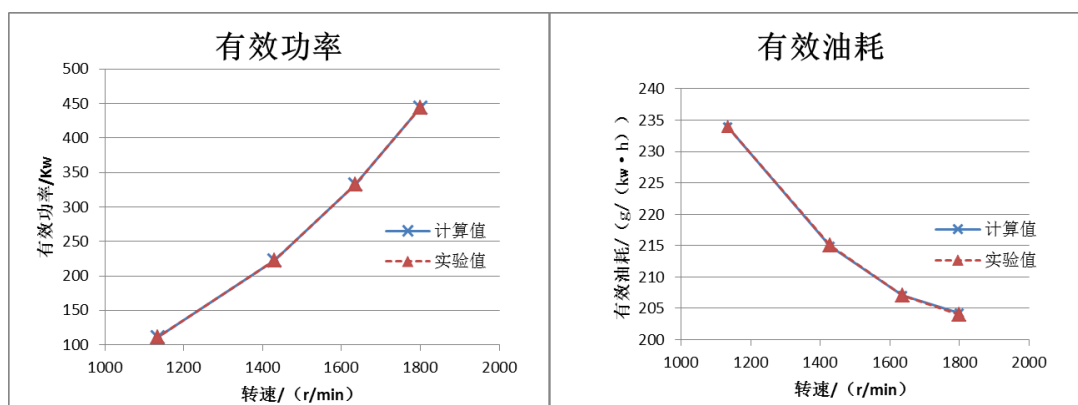
对柴油机按照标准螺旋桨特性 $N_e=Cn^3$ 运行进行计算，所选取负荷点为 25%、50%、75%、100%负荷，与之对应转速为 1134、1429、1636、1800r/min，计算结果与实验数据对比，见表 2.1。

表 2.1 TBD234V12 主要性能参数计算结果与实验数据对比

负荷		25%	50%	75%	100%
燃油消耗率 /g (kW·h) <sup>-1</sup>	计算值	233.952	214.923	206.994	204.298
	实验值	234	215	207	204

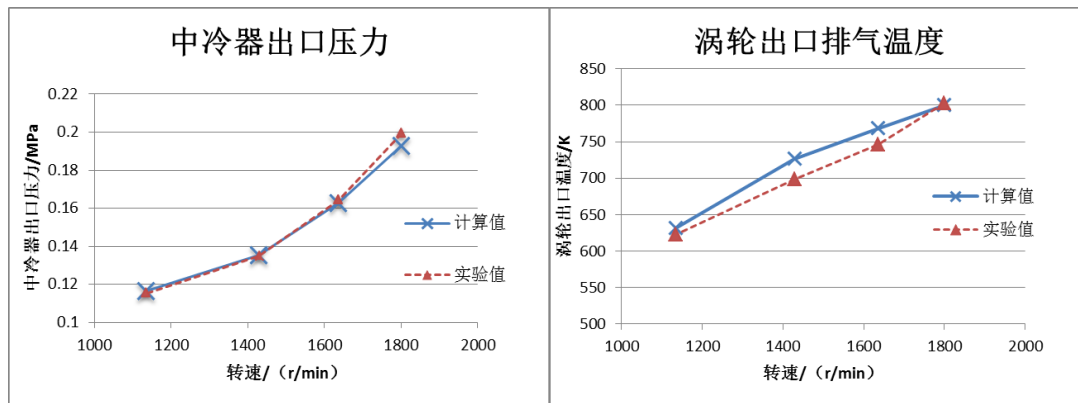
	误差	0.021%	0.036%	0.0029%	0.15%
功率/kW	计算值	111.023	222.08	333.01	443.353
	实验值	111	222	333	444
	误差	0.02%	0.036%	0.003%	0.15%
中冷器出口压力/MPa	计算值	0.116713	0.1352	0.162862	0.192823
	实验值	0.115	0.135	0.164	0.199
	误差	1.49%	0.15%	0.69%	3.1%
中冷器出口温度/K	计算值	305.032	308.459	308.263	310.067
	实验值	307	307	308	313
	误差	0.64%	0.48%	0.085%	0.94%
涡轮出口温度/K	计算值	631.523	726.723	768.448	799.948
	实验值	623	698	746	803
	误差	1.37%	4.12%	3.01%	0.38%

从表 2.1 可以看出, 各性能参数计算值与实验值基本吻合, 除 50% 负荷及 75% 负荷时涡轮出口温度, 以及 100% 负荷时中冷器出口压力外, 各工况下各参数误差均在 2% 以内, 燃油消耗率和功率误差控制在 0.5% 以内。图 2.2 为柴油机部分性能参数计算值与实验值对比曲线, 从中可以看出, 不同工况下各性能参数变化趋势正确, 说明柴油机模型边界条件设置合理, 仿真计算结果准确。



(a) 有效功率

(b) 有效油耗



(c) 进气压力

(d) 排气温度

图 2.2 柴油机部分性能参数计算值与实验值对比曲线

图 2.3 为标定工况下柴油机缸内压力曲线，从中可看出，柴油机在标定工况下，缸内压力变化计算结果与实测示功图形状基本吻合，进一步说明模型正确性，该模型可以用来进行增压柴油机性能仿真研究，也说明 GT-Power 软件仿真计算合理性非常高。

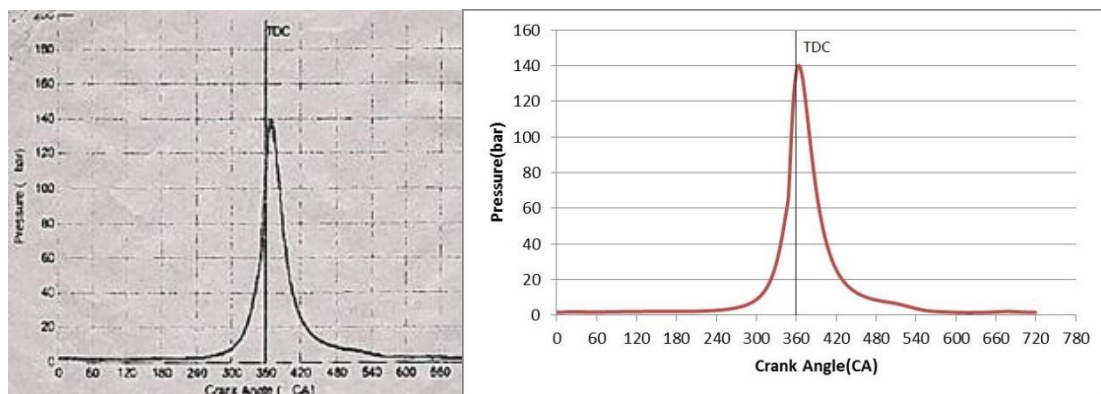


图 2.3 为标定工况下柴油机缸内压力曲线，从中可看出，柴油机在标定工况下，缸内压力变化计算结果与实测示功图形状基本吻合，进一步说明模型正确性，该模型可以用来进行增压柴油机性能仿真研究，也说明 GT-Power 软件计算合理性非常高。

### 2.3 MPC 增压模型建立

在已经建立好并验证过脉冲增压模型基础上，只对其排气系统进行改动，其余部分均保持不变，取初始 MPC 排气支管缩口直径与支管入口相同，为 48.3mm，即  $F=1$ 。排气总管初始直径取缸径的 70%，即 89.6mm。哈尔滨工程大学的王焕杰<sup>[5]</sup>以及刘明珠<sup>[6]</sup>等通过仿真计算，确定  $\alpha$  取  $30^\circ$  时柴油机整机性能较佳，故本文不再针对此进行研究，取  $\alpha$  为  $30^\circ$ 。MPC 系统 GT-Power 模型见图 2.4。

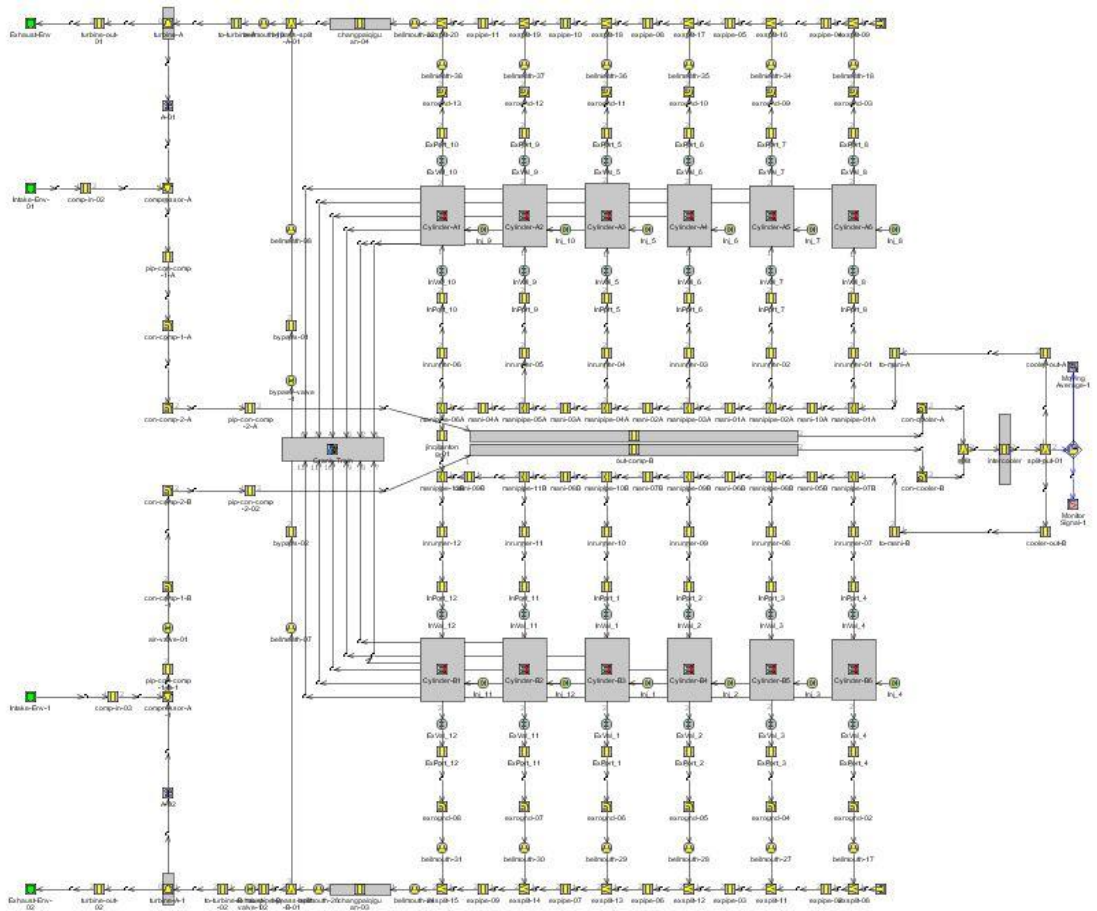


图 2.4 TBD234V12STCMPC 增压系统模型示意图

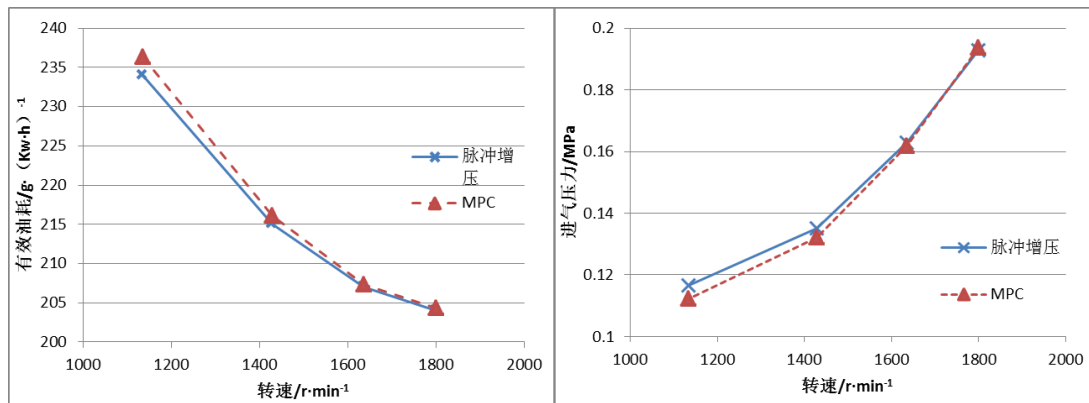
3. TBD234V12STC 柴油机 MPC 增压系统设计仿真计算

3.1 初始结构参数条件下 MPC 增压系统柴油机性能计算

在初始结构参数条件下，支管向涡轮方向倾斜 30°，排气总管管径取 89.6mm，截面收缩率取 1。这种条件下对柴油机整机性能进行计算，主要性能参数与原脉冲增压系统整机性能参数对比见表 3.1 及图 3.1。

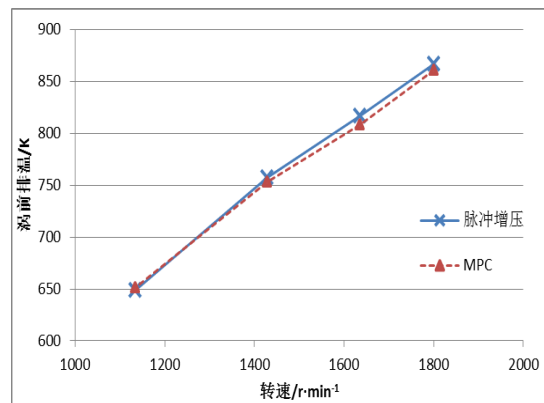
表 3.1 初始结构参数 MPC 增压系统与脉冲增压系统功率对比

增压系统形式 \ 负荷	100%	75%	50%	25%
MPC/Kw	443.21	332.47	220.915	109.894
脉冲增压/Kw	443.353	333.01	222.08	111.023



(a) 有效油耗对比

(b) 进气压力对比



(c) 涡前排温对比

图 3.1 初始结构参数 MPC 增压系统与脉冲系统整机性能对比

由表 3.1 及图 3.1 可以看出,初始结构参数 MPC 增压系统柴油机与原脉增压柴油机相比,高工况时性能相仿,涡前排温略低;低工况时性能不如原脉冲系统,油耗略高,进气压力略低,功率略低。可以看出, MPC 系统低工况性能不如脉冲系统,高工况性能比脉冲系统略好,因此,需要对 MPC 系统进行优化设计,预期目标为低工况性能与原脉冲增压系统相仿。

初始结构参数 MPC 增压系统柴油机 A 列各缸扫气量见图 3.2, 由图 3.2 可以看出, TBD234V12STC 柴油机各缸扫气比较均匀, 没有出现大扫气干扰, 在 MPC 增压系统中, 截面收缩主要是为避免扫气干扰, 但是也会造成泵气损失增大, 因此, 该柴油机可以考虑采用扩张型支管以减少泵气损失, 提高整机性能<sup>[7]</sup>。

### 3.2 MPC 增压系统优化设计

分别取排气总管直径  $d$  为缸径 25%~70%, 每隔 5% 作为一个计算点<sup>[8]</sup>, 对于截面收缩率  $F$ , 取 0.5~1.5, 每隔 0.05 作为一个计算点<sup>[9]</sup>, 计算不同  $d$  与  $F$  组合整机性能。由于总管管径  $d$  取太大造成能量利用率降低, 取太小造成流动损失增加;

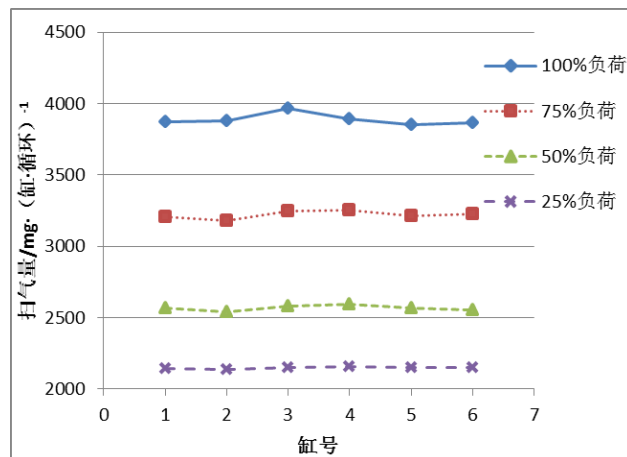


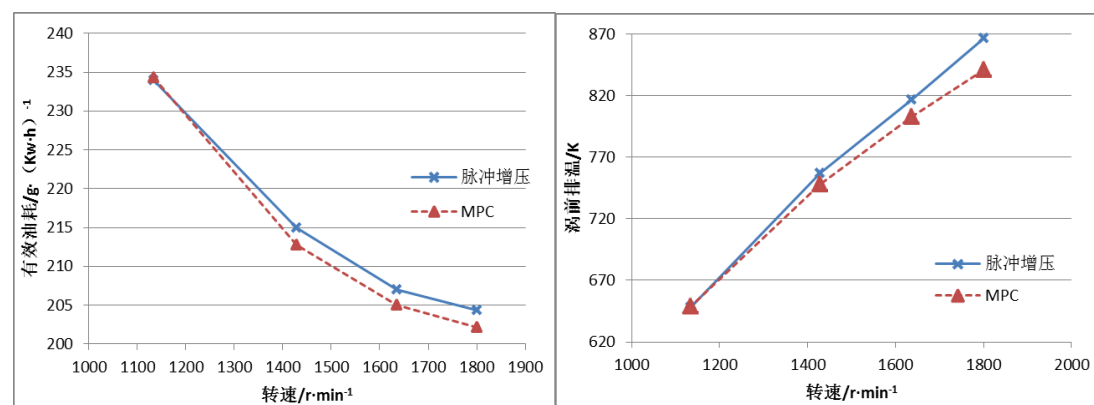
图 3.2 TBD234V12STC 柴油机 A 列各缸扫气量

截面收缩率  $F$  取太大造成节流损失增大, 取太小造成泵气损失增加, 所以  $d$  与  $F$  组合会存在一个最优值。对不同  $d$  与  $F$  组合进行反复计算比较后, 确定  $d$  取 70.4mm (55%缸径),  $F$  取 1.15 (53.13mm) 时整机性能最佳。最终确定 MPC 增压系统柴油机性能与原机性能对比见表 3.2 及图 3.3。

表 3.2 MPC 增压系统与脉冲增压系统有效功率对比

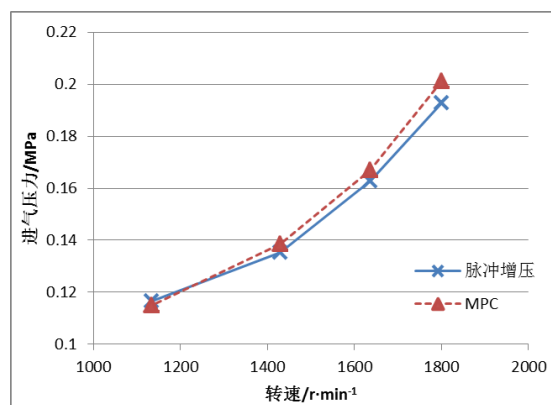
增压系统形式 \ 负荷	100%	75%	50%	25%
MPC/Kw	448.06	336.214	224.345	110.857
脉冲增压/Kw	443.353	333.01	222.08	111.023

从表 3.2 中可以看出, 采用优化过 MPC 增压系统的柴油机有效功率与原脉冲增压系统相比有所提升, 100%负荷时达到 4.7Kw, 且在 25%负荷时二者功率相仿。



(a) 有效油耗

(b) 涡前排温



(c) 进气压力

图 3.3 MPC 增压系统与脉冲系统整机性能对比

由图 3.3 (a) 可以看出, 采用 MPC 增压系统后, 有效油耗比脉冲增压有所降低, 100% 负荷时达到  $2.1\text{g}/(\text{Kw}\cdot\text{h})$ , 由图 3.3 (b) 可以看出, 涡前排温比脉冲增压略有降低, 100% 负荷时达到  $26\text{K}$ , 由图 3.3 (c) 可以看出, 进气压力比脉冲增压略有升高, 100% 负荷时达到  $0.1\text{bar}$ 。而采用 MPC 增压系统后 25% 负荷时, MPC 增压系统油耗、涡前排温及进气压力均与脉冲增压系统相仿, 达到了设计要求。

## 4. 结论

- (1) . 利用 GT-Power 软件可以很好地仿真增压柴油机工作过程;
- (2) . V 型 12 缸柴油机扫气均匀性很好, 扫气干扰很小;
- (3). 对于 V 型 12 缸柴油机 MPC 增压系统性能在低工况时对比三脉冲增压系统柴油机整机性能略差;
- (4) . 对于 V 型 12 缸柴油机, 由于扫气干扰小, 可以采用扩张型支管 MPC 增压系统, 比收缩型支管 MPC 增压系统性能更好;
- (5) . 通过优化设计, 最终确定 MPC 增压系统整机性能在低工况时与脉冲增压系统相仿, 高工况时优于脉冲增压系统, 在 100% 负荷时, 有效功率提高  $4.7\text{Kw}$ , 有效油耗降低  $2.1\text{g}/(\text{Kw}\cdot\text{h})$ , 涡前排温降低  $26\text{K}$ , 进气压力升高  $0.1\text{bar}$ 。
- (6) 根据 GT-Power 仿真计算所得结果, 所设计的 MPC 系统达到预期设计目标, 且 MPC 增压系统结构比脉冲增压系统简单, 可用来代替原机脉冲增压系统。

## 5. 参考文献

- [1] 顾宏中. MIXPC 涡轮增压系统研究与优化设计 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2006.
- [2] 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

- [3] 刘永长. 内燃机原理 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2001.
- [4] 周松, 王银燕, 明平剑, 朱元清. 内燃机工作过程仿真技术 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012.
- [5] 王焕杰. 大小涡轮相继增压柴油机排气系统性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
- [6] 刘明珠. 基于耦合模型的相继增压柴油机排气系统研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
- [7] 顾宏中. 涡轮增压柴油机性能研究 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1998.
- [8] 刘毅, 黄佑生. 12V 车用柴油机排气系统研究 [J]. 燃烧科学与技术, 1999 ( 3 ): 304-307.
- [9] 张有, 顾宏中. 车用发动机增压系统选型及计算分析 [J]. 车用发动机, 2001 ( 6 ): 24-27