

基于 GT-Power 的发动机模拟分析及性能优化

Based GT-Power engine performance simulation and optimization

卢兆强 唐海娇 刘昌业

(上汽通用五菱汽车股份有限公司)

摘要: 讨论了利用GT-Power建立1.0L发动机仿真模型的过程, 对该仿真模型进行了校核, 并利用经过校核的模型进行了发动机进气歧管与进气凸轮轴的优化选型, 迅速找到了最佳匹配组合, 经过台架的试验验证, 也证明了仿真分析的可行性。模拟仿真的应用, 缩短了发动机的开发周期, 节省了大量的开发费用。

关键词: GT-Power 发动机模拟 性能优化

Abstract: introduce using GT-Power the process of the 1.0 L engine simulation model is established, check the simulation model, and after checking the model for the optimization of the engine intake manifold and CAM selection, quickly find the best matching combination, through bench test, proved the feasibility of the simulation analysis. The application of simulation, shorten the development cycle of the engine, save a lot of development costs.

Keywords: GT-Power; Engine simulation; performance optimization

0. 前言

随着不可再生能源的日益枯竭和环境污染的日益加重, 国家颁布越来越严格的油耗和排放法规, 这就要求每个企业必须快速推出节能、环保、高效发动机。大量新技术和电子技术的应用, 让发动机能耗更低、动力更强, 但同时发动机变的越来越复杂, 可变参数越来越多, 单纯的依靠试验技术根本无法满足发动机的开发。随着CAE软件的快速发展, 计算精度有了大幅度的提高, 完全可以满足工程应用, 加上每个企业都非常重视CAE的发展, CAE技术在发动机项目开发上的投入占比越来越重。GT-Power是一套功能强大的一维气体流动和热力学模拟计算软件, 它不仅可以在设计阶段预测发动机的稳态和瞬态性能, 而且还可以对成型发动机进行参数研究和性能优化, 减少在试验台架上的投资, 为设计指导方向。本文就是利用GT-Power软件进行1.0L发动机的建模与优化分析, 为项目的顺利开发节约了时间与费用。

1. 发动机仿真模型的建立

1.1. 主要设计参数

1.0L 发动机的主要设计参数见表 1。

表 1 发动机主要设计参数

| 项 目 | 参 数 |
|---------|-----------|
| 排量 | 0.995L |
| 压缩比 | 9.8:1 |
| 缸径 | 68.5mm |
| 行程 | 67.5mm |
| 额定功率 | 47.5kW |
| 额定转速 | 5600r/min |
| 原进气管长度 | 430mm |
| 点火顺序 | 1-3-4-2 |
| 气门数(每缸) | 4 |

1.2 发动机结构分析及数据准备

发动机的结构参数包括气缸内参数、进排气歧管、进排气道、空滤及其附属管路、排气系统、凸轮型线等。对于一个全新开发的发动机项目，这些零件的数模是没有的，只能使用 Benchmark 或者经验数据进行一维模型搭建，这样的模型只能用来前期的性能预测。而对于一个性能优化的发动机，所有的三维数模都具备，可以在 TCAE 系统中搭建出整个发动机三维数模，按照气路的走向，收集每个零件的数据，并填入数据库表格，如图 1。这样做的好处：(1) 不会遗漏零件，特别是一些管路。(2) 一些管路的长度与直径、腔体的容积等参数，可以很方便的在 UG 软件中直接测量。(3) 进排气歧管、进排气道这些气路零件离燃烧室很近，其中的气体压力、温度的变化对发动机性能影响较大，需要建立精确的一维模型。可以直接在 UG 软件中抽取芯子模型并导出 STL 格式的文件，运用 GT-Power 自带的 GEM3D 工具转化为一维模型文件，以保证计算的精度。

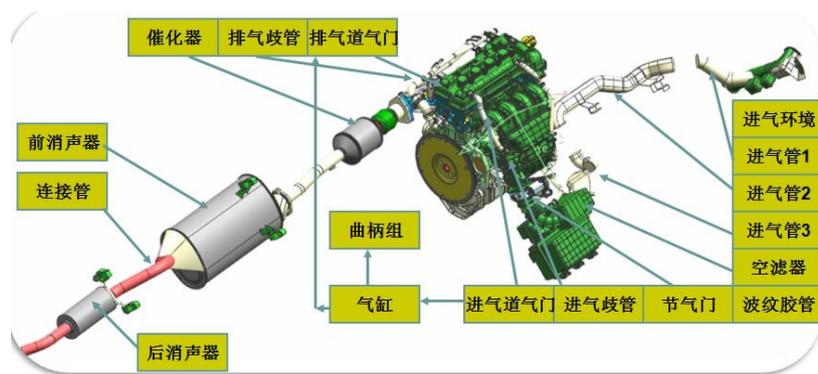


图1 发动机系统三维数模装配图

在建立一维性能模型之前，必须确定模型相关的几个重要参数，其中有：FMEP、燃烧模型、传热模型、流量系数等，下面就几个重要模块进行说明。

1.3 摩擦损失 FMEP

主要获得方法有以下几种：

- (1) 在无法获得实验数据的情况下，使用软件对FMEP进行预估。如某软件的摩擦功预测

模块，输入发动机的相关参数，就可以计算出各种摩擦模型的数据，根据发动机的实际情况进行选择，一般选择Chen&Flynn模型数据。在研发前期一般采用此方法进行摩擦功的预估，如图2。

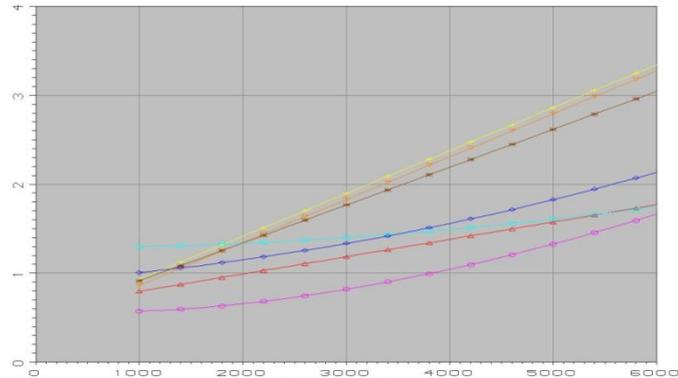


图2 摩擦损失

- (2) 运用燃烧分析仪。用测得的总功减去泵气功得到净功率，然后再用净功率减掉指示功就得到我们所需要的机械摩擦功了，用表达式可以表示为： $FMEP = (IMEPH - IMEPL) - BMEP$ 。
- (3) 倒拖法。倒拖法测量的倒拖功包含有泵气损失，并且随着压缩比的上升，其误差会增大，因此适用于压缩比不高的汽油机。计算出各个转速下的泵气损失，将实测得到的倒拖功减去泵气损失，即为摩擦损失。

本文主要采用倒拖法，取得的FMEP参数如图3所示。

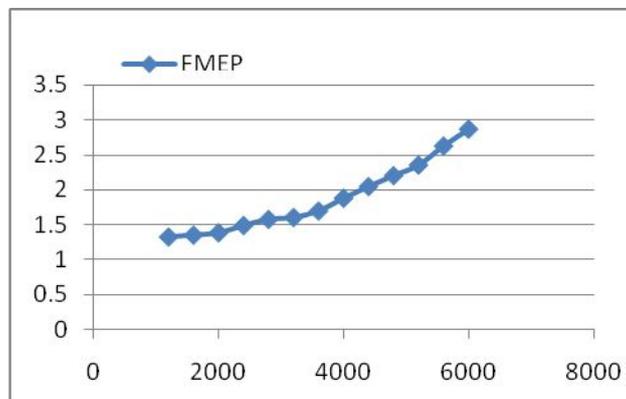


图3 摩擦损失功

1.4 燃烧模型

采用VIBE燃烧模型，VIBE燃烧模型的两个燃烧参数，起始角、持续期、形状因子，各自对燃烧放热规律有不同的影响。

1.5 传热模型

本计算模型采用Woschni传热模型。对于循环模拟计算，工质与气缸内壁之间的换热过程不仅影响气缸内部过程的进行，而且也影响受热零件的热负荷和散热冷却介质的热量，为

此必须研究燃气侧的换热系数及内表面温度。对于传热系数的计算，采用半经验公式 (1)：

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_s \cdot T_{cj}}{p_{cj} \cdot V_{cj}} \cdot (p - p_{c0}) \right]^{0.8} \quad (1)$$

式中，P：缸内工质压力；T：气缸内工质温度；D：气缸直径； T_{cj} 、 p_{cj} 、 V_{cj} ：压缩始点的气缸内工质温度、压力、气缸容积； V_s 气缸容积； c_m 活塞平均速度。

1.6 进排气门流量系数

流量系数即为流过气道的实际流量与理论流量的比值，范围在 0-1 之间。流量系数是衡量流通能力的重要指标，流量系数越大，说明流通能力大，流体通过时的压力损失小。通常流量系数由气道试验台架来测量，也可以通过 CFD 计算获得。

本文中所设定的流量系数为 CFD 计算获得，如图 3 所示。

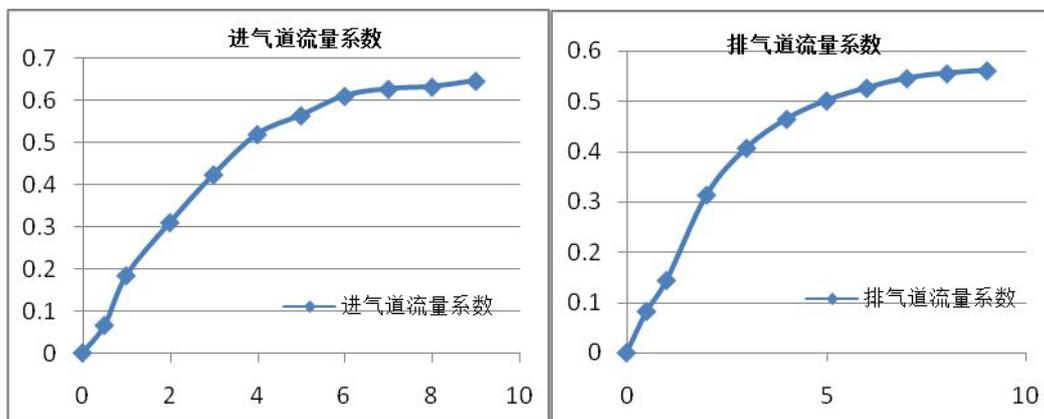


图 3 进排气道流量系数

1.7 其他参数的定义

除了以上主要参数以外，进排气压力、温度，气门正时、进气系统压降、排气背压等参数根据试验数据进行了调整。

1.8 模型搭建

根据发动机的结构形式，在 GT-POWER 中搭建出一维仿真模型，并输入汇总后的数据。

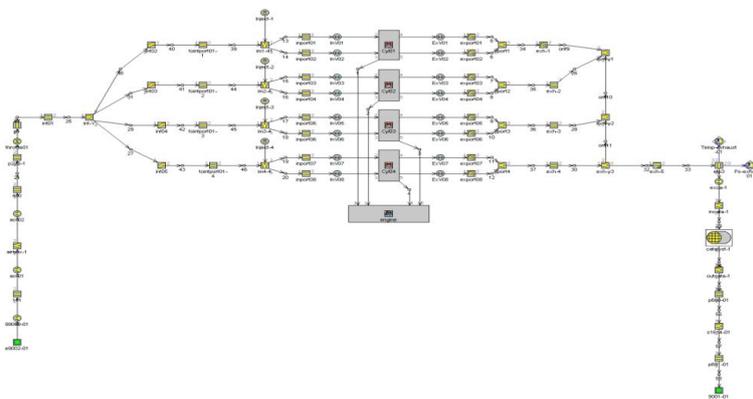


图 1 发动机整机模型

2. GT-Power 模型的验证

在以上模型的基础上进行模拟计算，用试验数据对仿真模型进行校核如下，

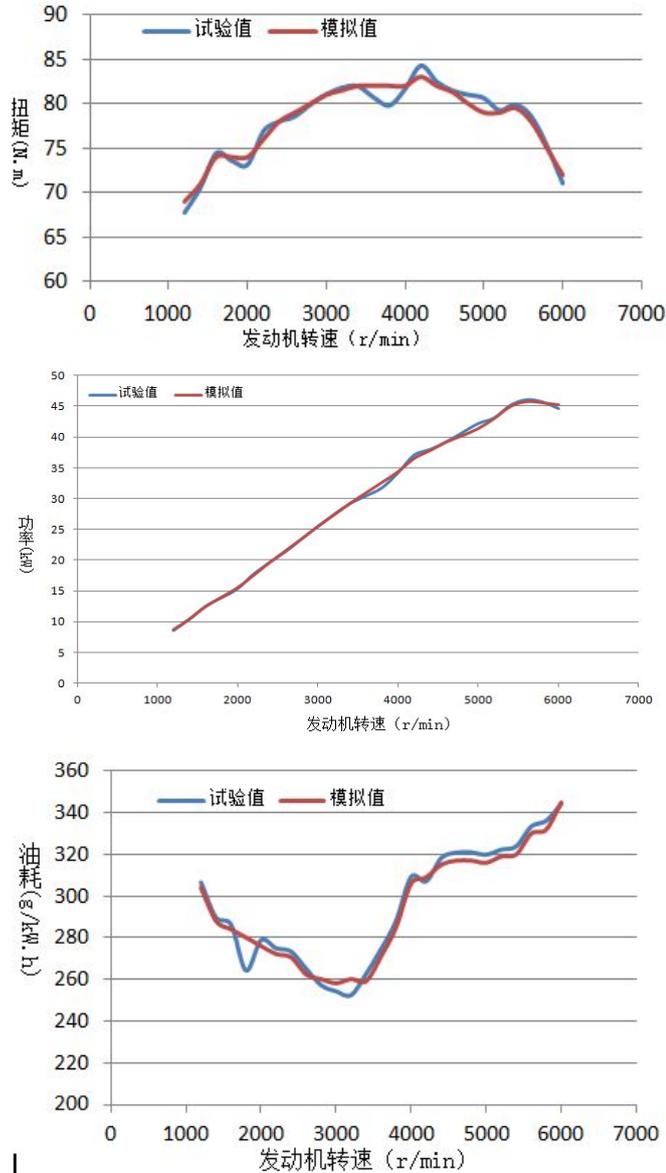


图4 模型标定

从图上可以看出，扭矩、功率、油耗等参数模拟值与试验值差别在5%以内，可以使用此模型进行后续的优化分析。

3. 发动机进气凸轮轴及进气歧管长度选型优化

模型经过标定之后，与试验值比较吻合，将进行性能优化的工作。下面主要针对发动机的进气歧管和凸轮轴型线进行优化。

3.1 原理分析

充气效率的定义如下：

$$\eta_v = \frac{\text{实际进入气缸的新鲜充量}}{\text{进气状态下充满气缸工作容积的新鲜充量}}$$

因此要提高发动机的充气效率就要使尽可能多的空气进入气缸。

发动机的进气过程是一个复杂的脉动和谐振过程,该过程和进气系统结构参数有着直接的关系,可以通过公式进行量化分析,管道长度影响进气管道内压力波的谐振频率,进气管道长度与谐振频率的关系式:

$$K_m = \frac{720a}{12l \times 2n} = \frac{30a}{ln}$$

式中: $a = \sqrt{KRT}$ 为进气管内声速; K 为绝热指数; R 为理想气体常数; T 为绝对温度; n 为发动机转速; L 为等效管长; K_m 为谐振频率。

由公式可知,管道长度与谐振频率成反比关系,改变进气系统管道长度可以调整进气谐振频率。长进气管对低速时扭矩有利,短进气管对高速时功率有利。因而可以利用这一特性来提高低转速下气缸的充气效率和改善发动机动力性能。

3.2 模拟分析

如图 3 所示,根据实际工程需要,优化目标定为 90%最大扭矩转速区域落在 1800r/min~5400r/min。为了实现这个目标,需要对进气凸轮型线和进气歧管长度进行优化。

前期已经对发动机的歧管长度在 430mm 的基础上进行了较详细的模拟分析,基本确定了歧管长度在 600mm-660mm 内选取,经过讨论,选取 600mm、635mm、660mm,结合优化出的三组进气凸轮轴型线(CAM1、CAM2、CAM3)做性能分析,以确定最优匹配。

随着发动机向高功率、高速化和低排放方向的发展,要求配气机构具有良好地换气质量,其设计的优劣将直接影响到发动机的动力性、经济性、排放及工作平稳性和可靠性。此三组凸轮型线是利用VTdesign软件建立配气机构模型,在原机型线的基础上,对凸轮外轮廓进行局部的优化,以期进一步的提高发动机的低速性能,并对三组型线进行了运动学、动力学仿真计算能够满足要求。从图上可以看出,凸轮最大升程没有改变,为8mm,CAM1气门开启持续角在原机的基础上分别减小10° CA,CAM2在开启段减小15° CA关闭段减小10° CA,CAM3在原机基础上减小20° CA,如图5。

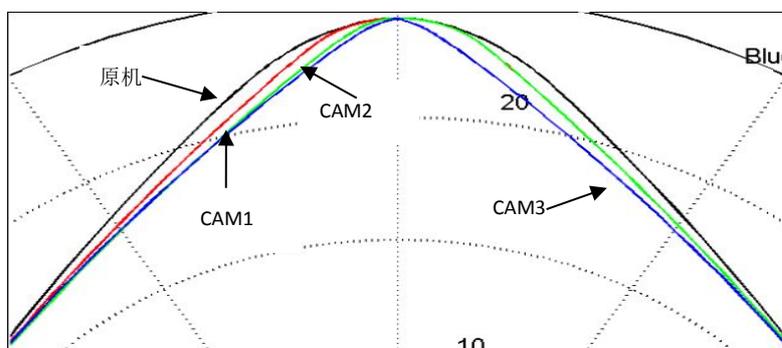


图 5 三组进气凸轮型线

模拟分析方案,如表 2 所示:

表 2 模拟分析方案

| 进气凸轮型线编号 | 进气歧管长度 (mm) |
|----------|-------------|
| 1 | 600 |
| 1 | 635 |
| 1 | 660 |
| 2 | 600 |
| 2 | 635 |
| 2 | 660 |
| 3 | 600 |
| 3 | 635 |
| 3 | 660 |

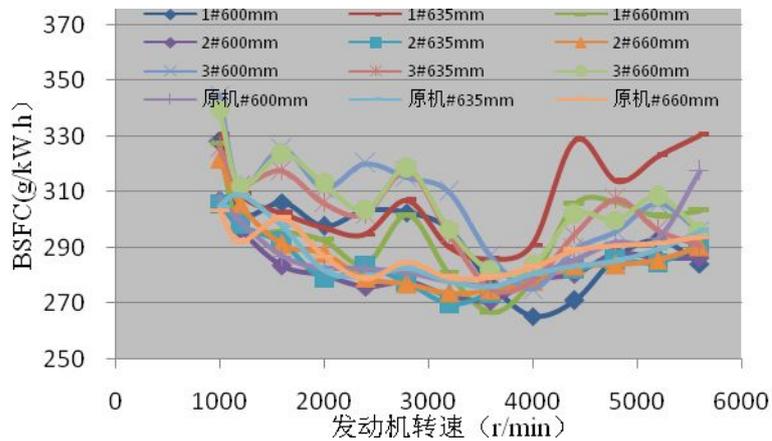
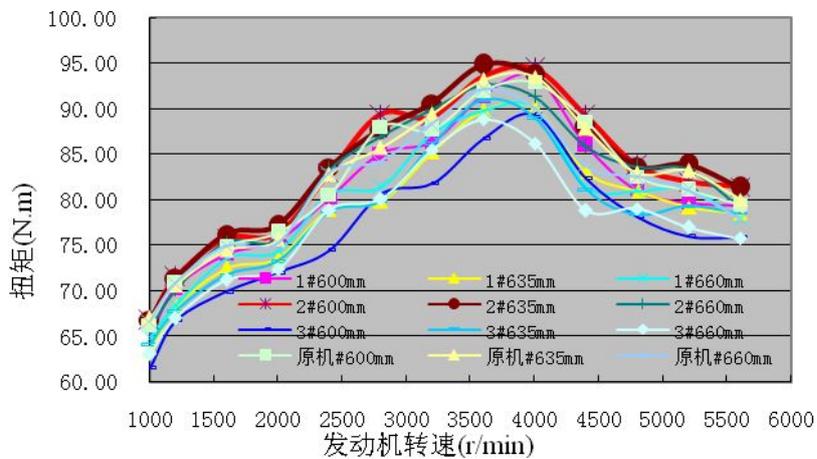


图 6 扭矩、油耗对比

从扭矩曲线图上可以看出, 1000rpm-3500rpm, 2#-635mm 的扭矩表现较好, 3500rpm-5500rpm, 2#-600mm 表现较优。在全部转速范围内, 两个组合均具有较低的油耗, 鉴于工程中重点要求是提高发动机的低速性能, 因此 2#635mm 是最佳的选择。根据 CAE 仿真结果, 制作样件, 在台架上试验, 最终选定 2#-635mm 组合为最终方案。

4. 结论

(1) 使用 GT-Power 建立发动机一维性能模型，根据试验数据和经验公式设定相关主要模型参数能较好的与试验结果相吻合；

(1) 在性能模型的基础上，通过前后几轮的性能优化仿真分析，找到进气凸轮轴与进气歧管的最佳匹配，发动机性能有了较大的提升；

(2) 利用 GT-POWER 软件在前期开发过程中通过分析大量的设计方案，能缩短开发周期，节约开发成本，从而降低开发风险。

参考文献：

- [1] 周龙保 《内燃机学》 机械工业出版社 2006
- [2] IDAJ 技术部 GT-POWER7.0 培训手册 2009
- [3] 刘永长 《内燃机原理》 华中理工大学出版社，1999