

Your True Partner for CAE&CFD

您身边的CAE&CFD专家

IDAJ CAE
Solution
Conference

年会论文集

本论文集由 IDAJ 中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

With kind permission of:
Koenigsegg Automotive AB
www.koenigsegg.com



ICSC 2015
Your True Partner For CAE & CFD

艾迪捷信息科技有限公司（上海）有限公司

2015 IDAJ中国区CAE/CFD技术年会

第三章

modeFRONTIER

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

modeFRONTER 在一维仿真模型标定方面的应用

Application in Calibrating 1-D Simulation Model with modeFRONTER

王博

1. 长城汽车股份有限公司技术中心
2. 河北省汽车工程技术研究中心, 保定 071000

摘要: 本文基于多目标优化软件 modeFRONTER 对一维整车热管理仿真模型进行标定。以试验获取的参数为标定目标, 实现了发动机冷却系统稳态分析工况以及瞬态分析工况的标定。此外, 利用 modeFRONTER 进行了空调系统单体零部件的优化标定, 有效地提高了仿真模型的可靠性。

关键词: modeFRONTER; 标定; 冷却系统; 空调系统。

Abstract: This paper aims at calibrating 1-D vehicle thermal management model with using multi-objective optimization software modeFRONTER. Setting experiment data as calibrating target, accomplished calibrating engine cooling system steady and transient analysis condition. Moreover, calibrated air condition component part with modeFRONTIER, effectively improved reliability of simulation model.

Key words: modeFRONTER ;calibration ;engine cooling system ;air condition.

1 前言

modeFRONTER 作为一种多学科、多目标优化软件, 有着丰富的 DOE 设计方法以及多种主流遗传优化算法, 其在仿真模型标定、参数优化设计方面有着强大的功能。本文通过 COM 接口以及 Excel VB 程序连接 modeFRONTER, 实现热管理仿真模型的快速自动标定以及目标参数的最优求解, 从而提升仿真分析的精度。

2 冷却系统稳态模型标定

搭建完成的冷却系统稳态仿真模型, 通过标定的方法获取格栅进风和机舱阻力参数, 下面对标定过程展开讨论。

2.1 冷却系统稳态模型介绍

搭建好的冷却系统包括冷凝器、中冷器、散热器和风扇, 使用该模型能计算特定工况下得发动机出水水温以及增压器进气温度。

入口处的CP, 其表达式为:

$$c_p = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} v_{\infty}^2} \quad (1.1)$$

c_p -----空气流道特性值，无量纲；

Δp -----压力差，kPa；

ρ -----空气密度，Kg/m³；

v_∞ -----无穷远处的风速，m/s；

v_i -----格栅进风速度，m/s；

从公式中可以看出CP值其实是车速产生风的动压转换为静压的一个转换系数。实际上可以将其理解为车速产生风进入机舱内的利用率。而且，在绝对方式的定义公式中可以看出，动压与静压之间的转换只跟无穷远处的车速风有关，与格栅处风速无关。

其次，机舱内的压力损失以阻力系数值表示，其值可以用以下公式表示：

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2} \quad (1.2)$$

ζ -----阻力系数值，无量纲；

通过比较公式（1.1）和公式（1.2）后可以看出阻力系数值的定义公式与CP值的定义公式是相同的，CP一般可以通过三维CFD计算得到但阻力系数值不能直接获取，需要通过标定的方法来获取。

2.2 稳态模型标定

通过整车热环境风洞试验获取到不同工况下的发动机出水温度，如下表1所示。以此水温为目标，CP和阻力系数值为求解变量，利用Excel连接modeFRONTER和热管理仿真软件，modeFRONTER模型如下图2所示。

表1 整车试验水温结果

工况	车速 kph	坡度 %	发动机出水温度 °C
低速爬坡	60	10	109
高速爬坡	110	6	106
全速	160	0	105

调教完成后得到 CP=0.69，Bir=259，仿真模型水温与试验结果基本吻合度。至此，我们可以认为完成了冷却系统稳态模型的调教。

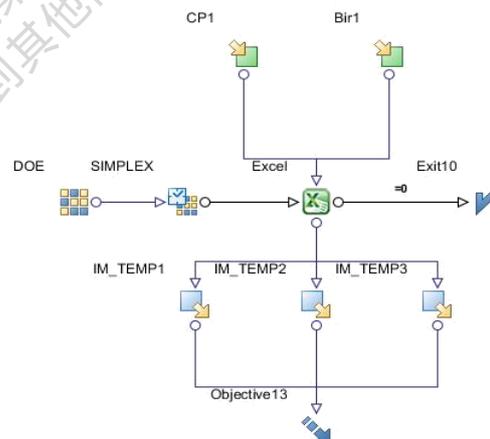


图2 modeFRONTER 稳态标定模型

3 冷却系统瞬态模型标定

3.1 冷却系统瞬态模型介绍

相比与稳态仿真模型只是计算几个平衡工况点，瞬态模型需要计算随着时间增长各个参数的变化，例如需要考虑电子风扇以及节温器的控制策略对于水温变化的影响，因此其模型搭建的复杂程度以及计算时间要大大增加。瞬态仿真模型是基于在水路模型中添加质量块部件实现的，质量块有质量、比热容和换热系数，用于模拟实际水路内中各个部分随时间的温度变化。传统的基于试验结果对于瞬态仿真模型的调教需要根据温升曲线的形态以及工程师的经验手动修改质量块的热容量和

换热系数等参数进行调教，对于工程师要求比较高，想要完成效果比较好的调教，耗时较长。

3.2 瞬态模型标定

通过整车热环境风洞试验获取到一条发动机水温与时间的曲线，以试验得到的曲线和仿真得到的曲线的平均方差最小为目标，质量块的热容量和换热系数为变量。利用 modeFRONTER 中的 Curve fitting 节点的曲线拟合功能进行质量块参数的标定，搭建图 3 所示模型并运行计算。

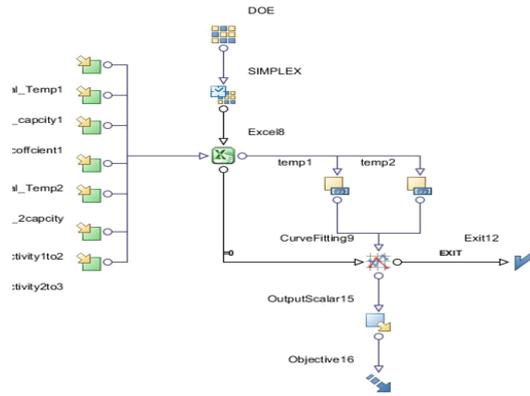


图 3 modeFRONTER 瞬态标定模型

瞬态模型每运行一次瞬态仿真需要一到三分左右的时间，因此利用 modeFRONTER 进行优化求解的时间也有所加长，最终通过五个半小时两百多步的优化求解计算得到了质量块的最优参数。试验得到的温升曲线与通过仿真得到的温升曲线对比如图 4 所示，可以看出结果非常相近。

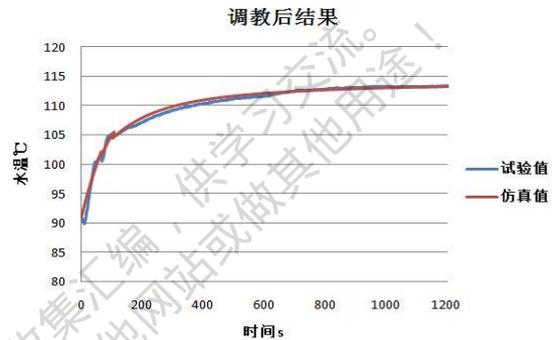


图 4 调教后结果

4 空调单体零部件标定优化

4.1 空调零部件标定介绍

由于空调系统的冷凝器和蒸发器单体零部件建模方式是采用结构参数加半经验公式的方法进行搭建，所以其单体零部件在搭建完成后有许多调整因子对单体性能进行调整。需要根据单体性能试验获得的压力、焓值、除湿量等作为目标进行各个因子的标定。

冷凝器和蒸发器单体模型都带有标定功能，但其标定的准确度对于各个标定量的初值设置以及先后标定顺序有非常大的关系，要求软件工程师具备一定的经验，而且其标定算法较为单一，往往并不能找到最优解。

4.2 蒸发器模型优化标定

表 2 蒸发器单体性能参数

内部流量 [kg/h]	进口压力 [Mpa]	出口压力 [Mpa]	进口焓值 [KJ/Kg]	出口焓值 [KJ/Kg]	风量 [kg/h]	进风温度 [°C]	相对湿度%	除湿量 [Kg/h]
86	0.341	0.296	278.36	403.4	290.2	27	49	1.71
96.9	0.358	0.297	277.93	402.99	348.2	27	49	1.92

109.4	0.369	0.296	278.31	403.75	406.4	27	49	2.15
127.8	0.394	0.296	278.14	403.2	522.6	27	49	2.45

根据表 2 所示蒸发器单体性能试验获得的四组工况点数据，搭建蒸发器单体台架模型，并以表 2 中涂灰表示的四个工况下得制冷剂出口压力、制冷剂出口焓值和除湿量共 12 个参数作为目标，蒸发器模型自带的 12 个可调教因子作为优化变量，搭建 modeFRONTER 优化求解模型。最终利用 modeFRONTER 优化的蒸发器误差和仿真软件自带的优化功能优化完成的蒸发器误差分别如图 5 所示。看以明显的从左图看出利用 modeFRONTER 优化后，蒸发器的计算误差能控制在 1% 以内，且大部分工况能控制在 0.5% 以内，而右图所示为仿真软件自身调教的误差在 3% 以内。

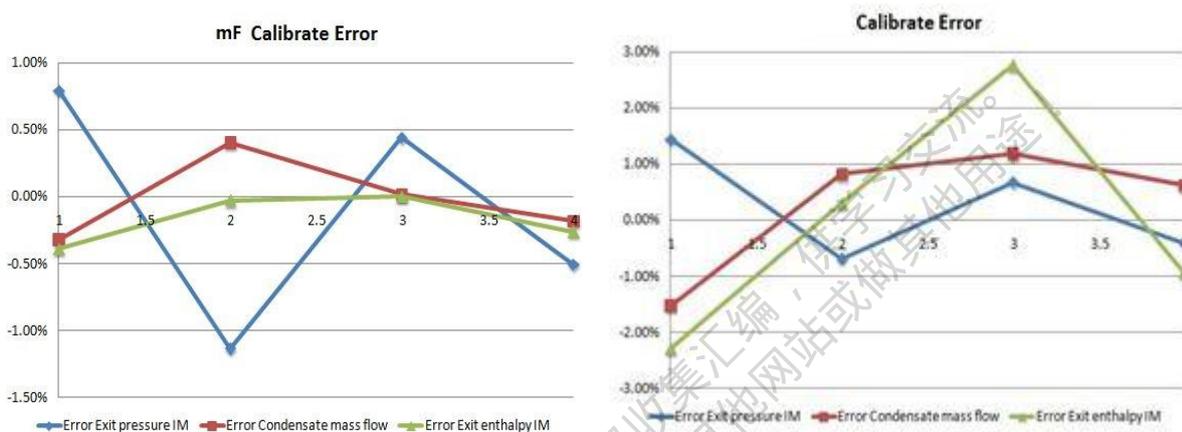


图 5 分别利用 modeFRONTER 和仿真软件标定蒸发器误差

5 总结

本文基于 modeFRONTER 和 Excel VB 程序实现了一维热管理冷却系统稳态和瞬态仿真模型以及空调系统单体零部件的标定。综合来看利用 modeFRONTER 进行标定和优化有以下优势：

1. 能快速优化复杂的模型，实现模型自动化优化处理，简化工程师的操作；
2. 基于多目标、单目标的优化算法丰富，优化后结果可靠度和精度高；
3. modeFRONTER 与其他软件接口设置较为简便，软件操作界面友好，整体简便易用。

6 参考文献

- [1] 潘金坤编 《基于 modeFRONTER 的离合器碟形弹簧多目标优化设计》机械传动 2011 年 02 期
 [2] ESTECO 《modeFRONTER v4 Tutorials》modeFRONTIER 用户教程 2013 年版

某三缸发动机性能分析与优化

陆金华

(1. 柳州五菱柳机动力有限公司, 柳州 545005)

摘要: 某三缸发动机原设计为增程器用发动机, 现将该款发动机改为传统汽车用发动机, 主要是通过对发动机燃烧室、气道、进排气歧管进行重新设计, 提高发动机的功率和扭矩, 样机试验后, 发动机的油耗比较理想, 但是最大功率和扭矩没有达到设定目标。本文通过GT power软件搭建发动机模型, 并联合modefrontier优化软件对进气歧管结构、进气凸轮型线、配气相位进行优化, 最终获得两个方案: 功率最大化和扭矩最大化方案。功率最大化方案的最大功率为55.25kw/5250rpm, 扭矩106N.m/4250rpm; 扭矩最大化方案的最大功率为50kw/5250rpm, 108.1N.m/3500rpm; 优化结果达到预期目标。

关键词: 三缸汽油机; 性能优化; 凸轮型线; modeFRONTIER

某三缸发动机原设计为增程器用发动机, 发动机驱动电机发电, 对电池进行充电, 运行工况为在满足功率要求下, 油耗较低的点工况, 发动机最大运行转速是4000rpm, 因此, 发动机设计为三气门, 而且进排气通道都较小。现在该发动机基础上, 考虑大部分零件的通用, 加大进排气流通道和重新设计燃烧室, 设计出一款用于装配传统变速箱的发动机, 而且升功率在50kw, 但是开发出来的发动机在台架上试验, 升功率仅仅有40kw, 所以需要配气相位和进气歧管的长度和截面直径进行优化。^[1-3]

本文采用GT power软件搭建发动机模型, 并通过与modeFRONTIER优化软件的联合仿真, 实现对配气相位和进气歧管长度和截面积的优化, 优化提出功率最大化和扭矩最大化两个方案, 效果达到预期。

1 模型搭建与分析

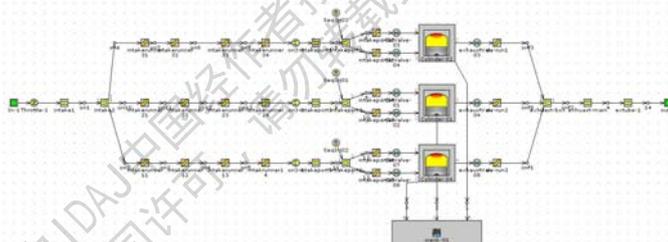


图1 仿真模型

模型包括进排气边界、进气歧管、进排气道、喷油器、进排气门、曲轴箱、气缸等, 摩擦损失模型采用Chen-Flynn Engine Friction Model, 通过倒拖数据减去泵气损失后, 转换而来; 燃烧模型采用SI Wiebe Combustion Model, 数据通过燃烧分析仪器测试而得, 并通过GT软件进行相应的处理; 缸内传热模型采用WoschniGT。

1.1 模型的标定

模型在用于优化之前, 必须对模型进行标定, 由于测试数据有限, 主要考虑扭矩和缸压的标定。通过调节摩擦损失、传热、燃烧模型、流量比例系数等, 将模型与试验数据的偏差控制在2%以内。从图2可知, 扭矩标定的结果较好, 仿真与试验基本吻合。从图3可知, 某转速下, 仿真与试验的缸压吻合也较好。

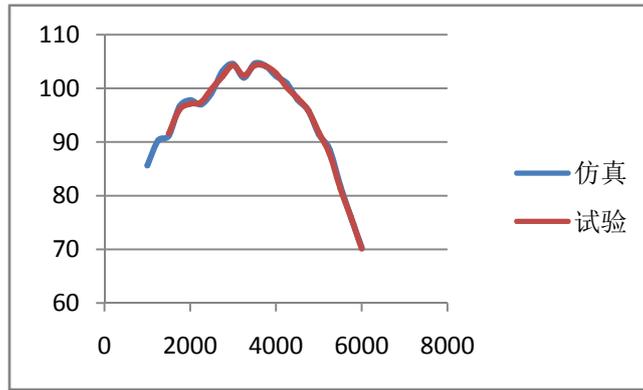


图2 仿真与试验扭矩对比

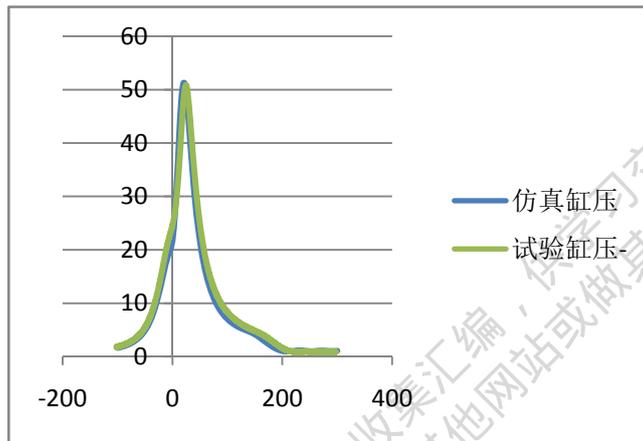


图3 仿真与试验缸压对比

1.2 原机仿真分析

在5000rpm之后，原机的进气量趋于平缓，见图4，说明目前的结构，进气量不能再加大，功率低；另外三气门的结构，在加上24°CA气门重叠角和气门启闭不合理等原因，使得排气门的排气不充分，缸内废气量大，高转速时，燃烧不良，功率很难上去，需要通过优化配气相位来改善扫气效果，改善燃烧。

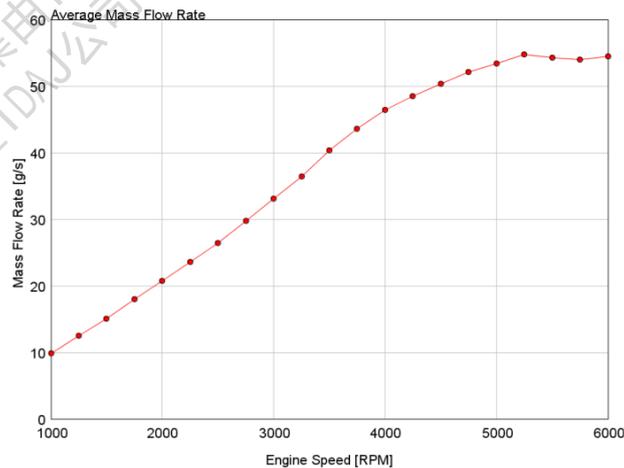


图4 原机进气流量

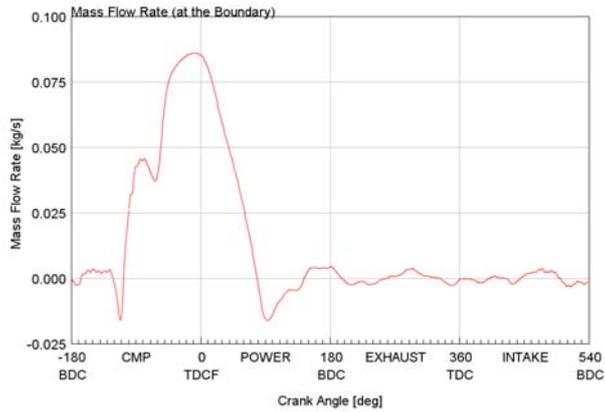


图5 3500rpm时，进气道流量率

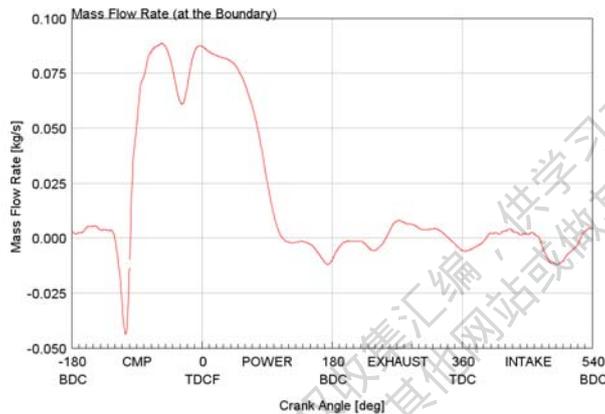


图6 5500rpm时，进气道流量率

从图4和图5可知，进气过程中，在进气门开启和关闭时，气流出现倒流，而且倒流比较明显，这样会影响进气量。

因此，对该机型的优化，主要是考虑在发动机改动小的前提下，通过优化结构，改善扫气效果和增大进气量。

2 优化模型设计

搭建modeFRONTIER联合仿真模型，见图7，优化参数为：进气歧管长度、进气歧管入口直径、进气歧管出口直径、进气门开启持续角比例因子、进气门升程比例因子、排气门关闭角、进气门等，优化算法为MOGA-II，优化目标是5500rpm时，功率最大化，优化约束为3500rpm时，扭矩大于某一限值：扭矩最大化方案，扭矩限值为108N.m，功率最大化方案扭矩限值为105N.m

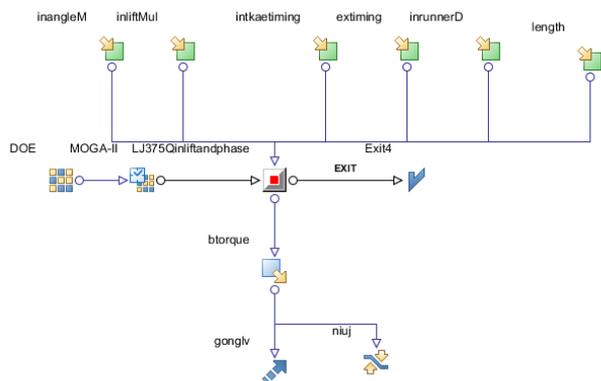


图7 modeFRONTIER优化模型

3 优化结果分析

3.1 功率版方案分析

通过优化计算，在优化结果中，选出6项计算方案，见表1，进口直径增加较多，配气正时相对原机推后，气门重叠角相对原机增大，进气门正时后推，有助于高速进气量的加大；部分方案气门升程和气门开启持续角有所加大，主要也是为了加大进气量。

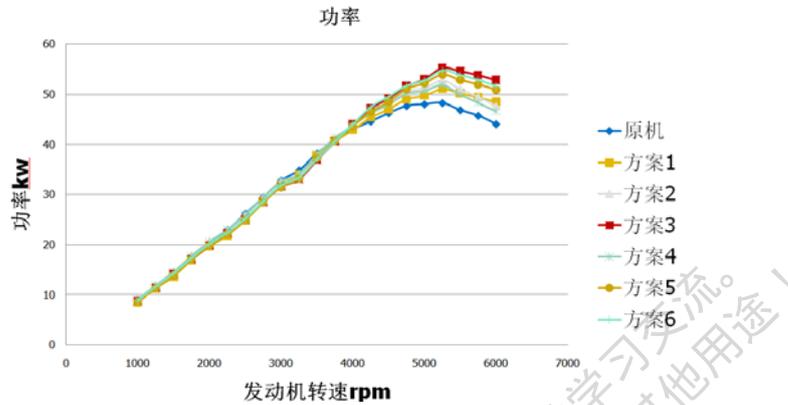


图8 功率版各方案功率对比

GT power仿真结果见图8、图9，从图可知，各方案在3750rpm后，功率扭矩相比与原机都有很大的改善，效果最好是方案3，其次是方案6和方案5，但是3725rpm以下转速时，除了方案4与原机的扭矩接近外，其他方案的扭矩下降，下降幅度接近，方案3的扭矩最大有4.4%（3250rpm）的下降。

表1 功率版方案

项目	进气歧管			配气相位（0 CA为点火上止点）			
	长度 (mm)	进口直径 (mm)	出口直径 (mm)	进气门开启角度 (CA)	排气门关闭角度 (CA)	进气门最大升程 (mm)	进气门开启持续角 (CA)
方案1	原机			358	384	原机	原机
方案2	390	42	33.6	原机	原机	原机	原机
方案3	390	42	33.6	340	380.6	9	264
方案4	400	38.6	34	原机	原机	原机	原机
方案5	400	38.6	34	358	384	原机	原机
方案6	390	42	33.6	355	383	8.85	246

表2 扭矩版方案

项目	进气歧管			配气相位（0 CA为点火上止点）			
	长度 (mm)	进口直径 (mm)	出口直径 (mm)	进气门开启角度 (CA)	排气门关闭角度 (CA)	气门最大升程 (mm)	气门开启持续角 (CA)
方案1	原机			333	378.4	原机	原机
方案2	390	42	33.6	332	376.8	8.35	246
方案3	400	38.6	34	332	378	原机	原机

方案4	390	33	33.2	332	378	8.85	246
方案5	429	33.2	33.2	331	381.5	8.35	244
方案6	405	40.4	33.2	344	384	8.87	241

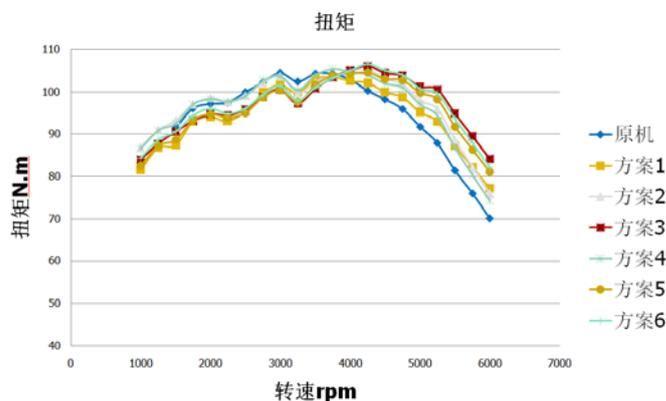


图9 扭矩版各方案扭矩对比

但是考虑到，功率最大化，功率版推荐方案为方案3，最大功率55.25kw/5250rpm，扭矩106N.m/4250rpm，达到预期目标。

3.2 扭矩版方案分析

通过优化计算，在优化结果中，选出6项计算方案，见表2，部分方案进气歧管增长，进口直径适当增大，但是没功率版的大，主要是为了兼顾低速扭矩和高速功率；气门重叠角增大到 40° CA以上，主要是考虑扫气，改善中间转速的扭矩和油耗率；气门开启持续角有所缩小，气门最大行程变化不大，可增大中低速气流流速，改善充气效率。

各方案仿真结果见图10和图11，从中可知，3750rpm以下转速段，所有方案的功率扭矩都大于原机，尤其是方案5，最大扭矩达到112.3N.m/3000rpm，但是3750rpm以上转速段，方案5的扭矩和功率显然小于原机，方案5不可取；方案6能达到的最大功率最大，即为50kw/5250rpm，扭矩为108.1N.m/3500rpm，能增大扭矩同时，兼顾功率不下降，且有所提升，达到预期目标。

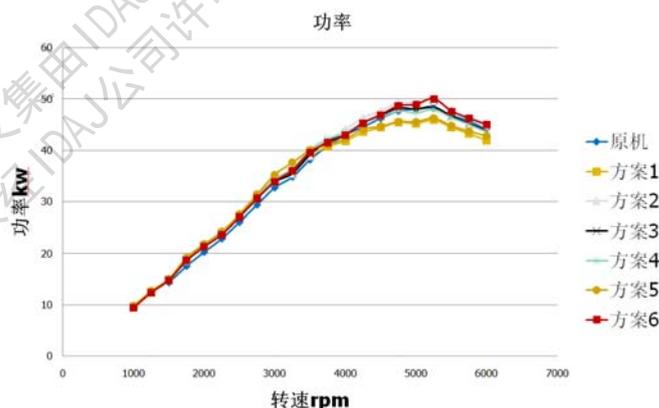


图10 扭矩版各方案功率对比

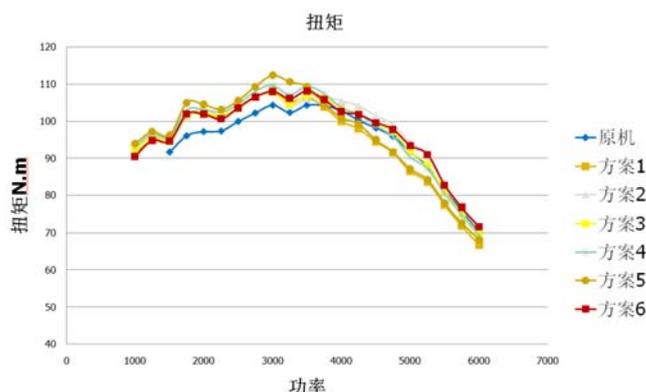


图11 扭矩版各方案扭矩对比

3.3 凸轮型线和进气歧管的设计与试制

通过功率版的方案3和扭矩版的方案6给出气门最大升程和气门开启持续角，通过专业的配气机构和凸轮型线设计软件，设计出来两条凸轮型线，设计工程师应用配气相位和凸轮型线的数据，重新绘制凸轮轴2D图纸，然后供应商通过2D图纸试制出进气凸轮轴。

进气歧管的设计，主要是提供进气歧管长度和进出口直径，设计工程师通过发动机与整车的布置关系，设计出进气歧管，供应商通过数模和图纸试制出快速样件。

4 试验结果

试验过程，应用了多个凸轮轴和进气歧管的组合进行试验，其中一个组合的试验结果较理想：最大扭矩点112N.m/3800rpm，功率点57.6kw/5600rpm，提升效果明显，不过，这也与发动机扫气良好后，又进行了ECU标定优化，以及优化前后试验台架的差异有关系。优化前后，扭矩试验结果对比见图12。

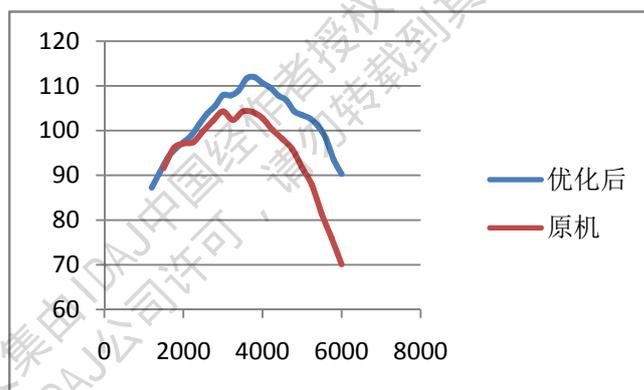


图12 优化前后扭矩试验结果对比

总结

(1) 本文应用GT power搭建了某三缸汽油机模型，并联合modeFRONTIER对进气歧管长度、进出口直径、进气门开启角、排气门关闭角、进气门开启持续角比例因子、进气门升程比例因子进行优化，优化方向分功率版和扭矩版，各提出了6方案，并对各方案进行分析，功率版的方案6和扭矩版的方案3较优；

(2) 通过凸轮轴和进气歧管的试制，然后采取多个试验组合方案，在台架试验后，其中一个组合的试验结果最理性：最大扭矩点112N.m/3800rpm，提升7.38%；功率点57.6kw/5600rpm，提升19.25%，成效显著。

(3) GT POWER与ModeFRONTIER联合仿真，对发动机性能进行优化，此方式可行且有效。

参 考 文 献

- [1] 马兵, 李一等. 某 1.5L 增压发动机的配气机构优化. 2011 年 CDAJ—China 中国用户论文集. 2010: 1~5
- [2] 王超等. 基于气门升程曲线的发动机性能优化. 2014 年 AVL 先进模拟技术中国用户大会论文, 2014, : 1~10
- [3] 石来华. 基于 GT_POWER 的车用汽油机动力性能优化[D]. 长沙: 湖南大学, 2008

本论文集由 IDAJ 中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经 IDAJ 公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

2015 IDAJ中国区CAE/CFD技术年会

第四章

JMAG

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

基于 JMAG Designer 的调速永磁同步电机的定子 最优斜槽角度计算研究

[张晃清, 熊海芳]

[腾普(常州)精机有限公司, 常州 213022]

Stator Skew Angle Optimization Study on Adjusting-speed Permanent Magnet Synchronous Motor with JMAG Designer

Zhang Huangqing, Xiong Haifang

Tempel (Changzhou) Precision Metal Products Co., Ltd

摘要: 首先介绍了能等效斜槽计算的二维多截面模型的推导计算, 然后用该方法借助有限元分析软件 JMAG Designer 对定子带扭斜的调速永磁同步电机进行二维和三维仿真, 确定二维仿真替代三维仿真计算斜槽问题的可行性, 最后对各斜槽角度进行二维参数化运算, 得出该永磁同步电机的定子最优斜槽角度, 为铁芯扭斜角的优化设计提供一套实用的计算方法。

关键词: JMAG, 永磁同步电机, 斜槽角度, 二维, 三维, 有限元计算

Abstract: First, introduced how to derive the 2D multi-section model for calculating equivalent skew, and used this method to do 2D & 3D simulation for the adjusting speed permanent magnet synchronous motor with skewed stator by means of the FEA tool JMAG Designer, verified that it's feasible to use 2D simulation to calculate skew issue instead of 3D simulation, finally did 2D parametric calculation for different skew angles to get a most suitable skew angle for the stator of the permanent magnet synchronous motor, it provided one useful calculation method to do optimization design for the skew angle of stator core.

Keywords: JMAG, Permanent magnet motor, Skew angle, 2D, 3D, FEA modeling

1. 引言

电机斜槽技术能有效地削弱齿谐波磁场所产生的谐波电动势, 从而削弱这些谐波磁场所引起的附加转矩, 而降低电磁振动和噪音, 因此它在各类电机中得到广泛应用。对于电机斜槽的计算研究, 目前普遍采用的是三维有限元法, 其最大缺点是计算量极其庞大, 并且对计算机性能要求极高。为解决该问题, 有文献提出了在二维有限元中采用多截面模型进行电机斜槽分析的方法^[1]。

本文利用多截面模型计算方法, 借助电磁场有限元仿真软件 JMAG Designer 的参数化运算功能, 研究了用多截面模型 2D 算法替代 3D 斜槽计算的可行性, 然后再在 JMAG Designer 中对各扭斜角度分别进行参数化计算, 最终得出最优的定子扭斜角, 从而为带斜槽的永磁电机的结构优化找到一种快捷的计算途径。

2. 多截面模型计算推导

多截面模型中, 整台斜槽电机被看做由若干台直槽电机串联构成, 如图 1 所示。若不考虑电机的端部磁场, 每台直槽电机中的磁场分布垂直于电机轴向, 矢量磁位仅有轴向分量, 那么可以采用 2D 有限元方法进行分析。这些直槽电机同槽导体电流相等, 而整台斜槽电机的感应电势等于所有直槽电机的感应电势之和^[2]。

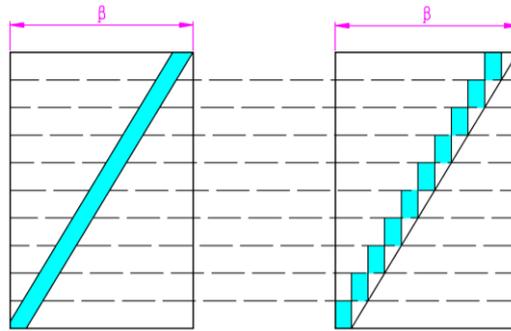


图1 斜槽电机的等效模型

不考虑端部磁场，2D 瞬态磁场求解直槽电机的数学描述：

$$\begin{cases} \nabla \times (\nu \nabla \times A_z) + \sigma \frac{\partial A_z}{\partial t} = J_z \\ E = \frac{d\psi}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

式中： ν 为导体速度； A_z 为矢量磁位； J_z 为电流密度； E 为绕组感应电动势； ψ 为绕组磁链。

多截面模型中，若干台直槽电机串联等效整台斜槽电机的数学描述：

$$\begin{cases} \nabla \times (\nu \nabla \times A_{zi}) + \sigma \frac{\partial A_{zi}}{\partial t} = J_{zi} \\ E = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \frac{d\psi_i}{dt} \end{cases} \quad (2)$$

式中： $i = 1, \dots, n$ ； n 为分段后的直槽电机数目； A_{zi} 为第 i 台直槽电机的矢量磁位；

E_i 为第 i 台直槽电机的绕组感应电动势； ψ_i 为第 i 台直槽电机的绕组磁链。

电机 k 次谐波磁场中的通电导线如图2所示，其中： B_{mk} 为谐波磁场的幅值； α_k 为谐波磁场导线某端位置； β_k 为谐波磁场中的斜槽角度(电角度)； L 为导线沿电机轴向的投影长度； I 为导线中通过的电流。

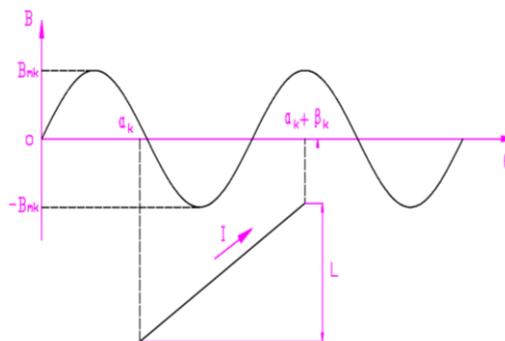


图2 谐波磁场中的通电导线

那么, 根据法拉第电磁感应定律, k 次谐波磁场中, 通电导线受到的电磁力 F_k 和感应电势 E_k 为:

$$\left\{ \begin{aligned} F_k &= \int_{\alpha_k}^{\alpha_k + \beta_k} (B_{mk} \sin \theta) I \frac{L}{\beta_k} d\theta \\ &= \frac{2}{\beta_k} B_{mk} I L \sin\left(\alpha_k + \frac{\beta_k}{2}\right) \sin \frac{\beta_k}{2} \\ &= \frac{2}{k\beta} B_{mk} I L \sin\left(\alpha_k + \frac{k\beta}{2}\right) \sin \frac{k\beta}{2} \\ E_k &= \int_{\alpha_k}^{\alpha_k + \beta_k} (B_{mk} \sin \theta) v \frac{L}{\beta_k} d\theta \\ &= \frac{2}{\beta_k} B_{mk} L v \sin\left(\alpha_k + \frac{\beta_k}{2}\right) \sin \frac{\beta_k}{2} \\ &= \frac{2}{k\beta} B_{mk} L v \sin\left(\alpha_k + \frac{k\beta}{2}\right) \sin \frac{k\beta}{2} \end{aligned} \right. \quad (3)$$

式中: β 为电机的斜槽角度(电角度);

由式(3)可知, β_k 等于 2π 的整数倍时, F_k 和 E_k 均等于零, 计算精度的研究无意义。

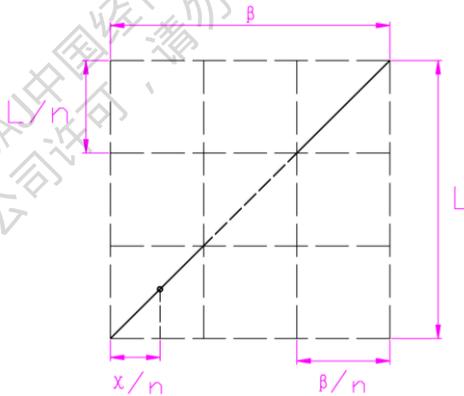


图3 截面位置的选取

在1次谐波磁场中, 截面位置的选取如图3所示。图3中: 斜粗线表示斜槽中导线, 将其分成等长的 n 段, 每段导线的投影长度为 L/n , 每段导线斜槽角度为 β/n , 小圆圈标示截面位置, χ 为截面位置与每段导线端点的距离。那么, 第 i 段导线的斜槽角度 k_i 为:

$$k_i = \alpha + \frac{i-1}{n} \beta + \chi \quad (4)$$

那么, k 次谐波磁场中, 当 β_k 不等于 2π 的整数倍时, 多台直槽电机串联等效计算整台

斜槽电机的电磁力 F'_k 和感应电势 E'_k 为:

$$\left\{ \begin{aligned} F'_k &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^i F'_{ki} \\ &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^i B_{mk} IL \sin[(\alpha_k + (i-1) \frac{\beta_k}{n}) + \chi_k] \\ &= B_{mk} IL \frac{\sin[(\alpha_k + \frac{k\beta}{2}) + (k\chi - \frac{k\beta}{2n})] \sin \frac{k\beta}{2}}{n \sin \frac{k\beta}{2n}} \\ E'_k &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^i E'_{ki} \\ &= B_{mk} L v \frac{\sin[(\alpha_k + \frac{k\beta}{2}) + (k\chi - \frac{k\beta}{2n})] \sin \frac{k\beta}{2}}{n \sin \frac{k\beta}{2n}} \end{aligned} \right. \quad (5)$$

式中: F'_{ki} 为第 i 台直槽电机受到的电磁力; E'_{ki} 为第 i 台直槽电机的感应电动势。

计算 F'_k 和 E'_k 的相对误差表达式相同, 仅给出 F'_k 的相对误差:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{F'_k} &= \frac{F'_k - F_k}{F_k} k_i \\ &= \frac{k\beta \sin[(\alpha_k + \frac{k\beta}{2}) + k(\chi - \frac{\beta}{2n})]}{2n \sin(\alpha_k + \frac{k\beta}{2}) \sin \frac{k\beta}{2n}} - 1 \end{aligned} \quad (6)$$

当 χ 取 $\beta/(2n)$ 时, 截面位置取在每段导线中点, F'_k 和 E'_k 的计算精度与 α_k 无关, 上式简化为:

$$\varepsilon_{F'_k} = \frac{F'_k - F_k}{F_k} = \left(\frac{\frac{k\beta}{2n}}{\sin \frac{k\beta}{2n}} - 1 \right) \times 100\% \quad (7)$$

3. 定子最优扭斜角参数化计算

3.1 二维多截面等效斜槽有限元计算

本文分析的是额定功率为 11.7kW 的 24 槽 10 极三相调速永磁同步电机 (简称为 24s_10p_11.7kW 型 PMSM), 其电机基本参数如表 1 所示。

表 1 24s_10p_11.7kW 型 PMSM 的主要技术参数

参数项	参数值
-----	-----

绕组接法	Y
极数	10
工作频率 (Hz)	60
额定转速 (rpm)	720
额定功率 (kW)	11.7
定子铁芯牌号	B50A470
转子铁芯牌号	10#钢
定子槽数	24
定子内、外径 (mm)	136/210
转子内、外径 (mm)	80/134
定、转子叠高 (mm)	220

以定子扭斜角为 6° 的电机模型进行计算, 其二维计算半模型如图 4) 所示。根据二维多截面等效模型理论, 可以在 JMAG Designer 2D 计算时对转子的初始位置角做参数化运算, 用 JMAG Designer 计算可以先将直槽电机的初始位置角定义为 “ $9^\circ - \text{Skew_angle}$ ”, 假定此时扭斜角为 6° , 本文将初始位置角分为 12 等分进行参数化运算(据研究表明^{[2][3]}, 当采用多截面等效模型计算时, 截面分段数越多, 其 3D 斜槽模型的计算结果就和 2D 等效模型计算结果越接近), 因此这些位置角分别为 3° 、 4° , …… , 13° , 参数化运算设置界面分别如图 5a) 和图 5b) 所示。对这些初始位置角下所计算出的电磁转矩求平均值, 即可得到该扭斜角所对应的计算结果, 如图 6 所示。

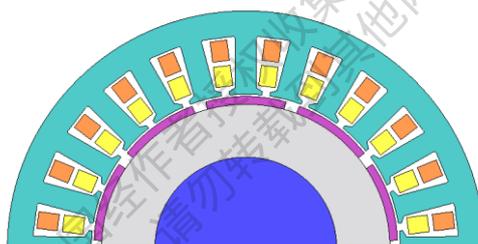


图 4 斜槽电机参数计算 2D 半模型

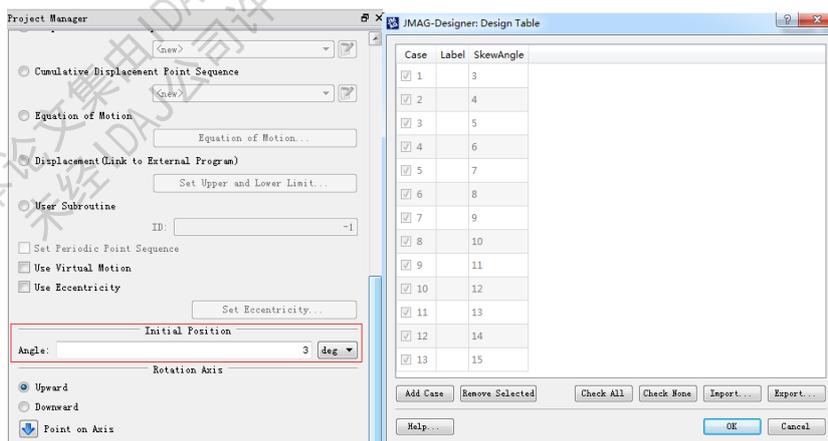
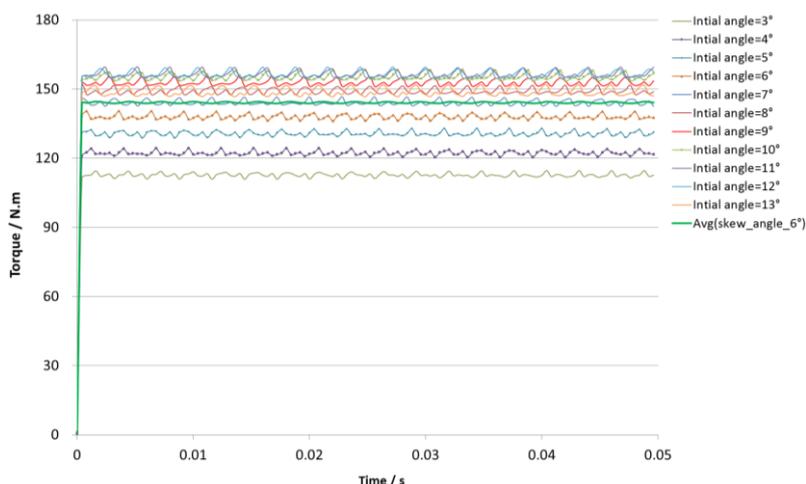


图 5 a)JMAG 转子初始位置角设置界面图 5 b)JMAG 转子初始位置角参数化计算设置界面

图6 各个初始位置角所对应的转矩曲线与扭斜角为 6° 时的转矩曲线

3.2 二维、三维仿真计算对比

由于斜槽电机在径向上不对称,因此需要搭建如图7所示的3D全模型进行计算,为验证2D计算替代3D计算的可行性,在此对定子扭斜角为 6° 的电机进行3D电磁计算,并将3D计算结果和2D计算结果进行比较,其对比结果如图8所示。

由表2可知,2D斜槽计算相比3D斜槽计算电磁转矩相差1.39%,转矩脉动相差15.68%,说明2D等效截面算法相比3D算法的计算结果非常接近,因此用2D等效截面运算法替代3D模型进行有限元计算在计算精度上是比较精确的。此外,2D等效截面运算法相比3D计算节省时间约33.3倍,这样节省了大量的计算时间,因此后续的用二维参数化法对定子扭斜角度进行最优化运算也可以引用此方法。

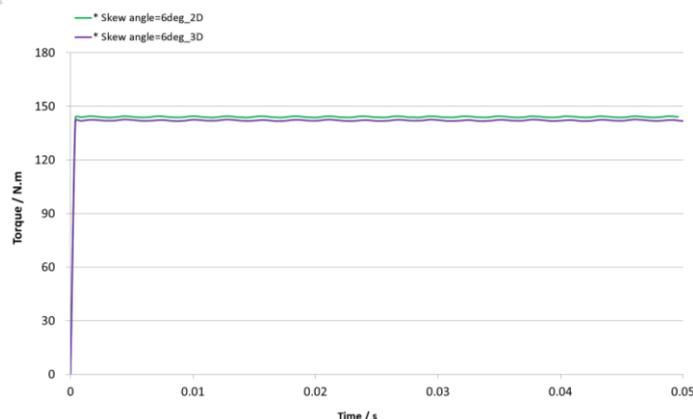
图7 斜槽角为 6° 的电机3D全模型图8 定子扭斜角度为 6° 时的2D与3D计算转矩曲线对比

表 2 定子扭斜角度为 6° 时的 2D 与 3D 计算对比

	3D 斜槽计算	2D 斜槽计算	2D&3D 计算 相差百分比
斜槽角度 ($^\circ$)	6	6	—
电磁转矩均值 (N.m)	142.154	144.130	1.39%
电磁转矩脉动值 (N.m)	0.948	0.800	-15.68%
计算时间 (h)	24	0.72	33.3 倍

3.3 最优扭斜角度二维参数计算

在扭斜角设计方案得出之前,是无法预测该电机的最优扭斜角度的,因此可以选取扭斜角度 0° , 2° , 4° …… 16° 这些扭斜角度在 JMAG Designer 中借助用二维等效截面法进行参数化计算,对所有关注的这些扭斜角度的电磁计算结果进行比较,其输出转矩、转矩脉动、电机铁耗、电机效率和扭斜角度的关系图分别如图 9 至图 12 所示。

由图 9 可知,电机的输出转矩随着扭斜角度的增大时逐渐减小的,刚开始下降幅度不大,不过随着扭斜角度的继续增大其电磁转矩下降幅度也开始加大;由图 10 可知,当扭斜角增大到 6° 时电机的转矩脉动下降到最小值,在 $6^\circ \sim 12^\circ$ 的范围转矩脉动趋于稳定,当扭斜角度继续增大时,转矩脉动值又开始增大;由图 11 可知,电机的铁耗随着扭斜角度的增大刚开始下降幅度较大而后下降幅度减小;由图 12 可知,电机的效率在扭斜角为 2° 时达到最大,而后随着扭斜角的增大其效率会逐渐下降。

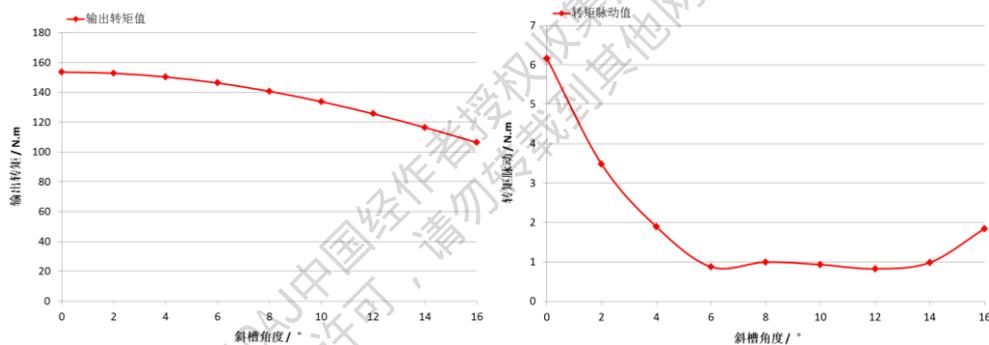


图 9 输出转矩-斜槽角度关系图 图 10 转矩脉动-斜槽角度关系图

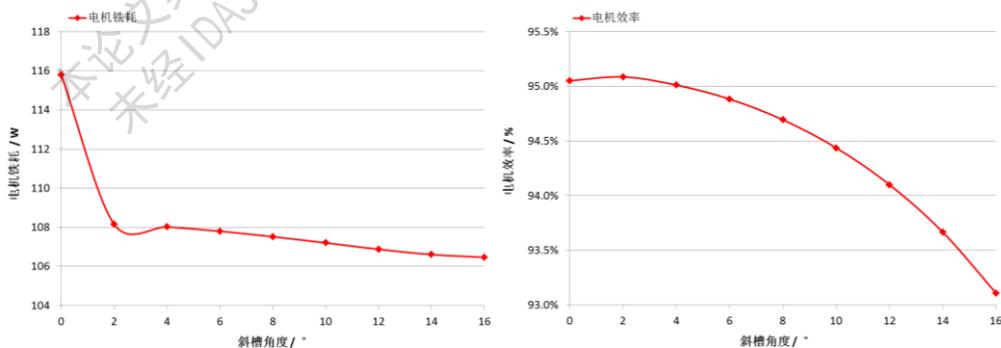


图 11 电机铁耗-斜槽角度关系图

图 12 电机效率-斜槽角度关系图

综合上述结论,当定子扭斜角为 6° 时,其转矩脉动降低到最小,其输出转矩和电机效率有所损失,但损失幅度都不大,因此最终取 6° 为该 24s_10p_11.7kW 型 PMSM 的最优扭斜角,其定子 3D 模型如图 13 所示, 6° 扭斜角的斜槽电机和直槽电机的电磁转矩脉动和齿槽转矩对比分别如图 14 和图 15 所示。并且如表 3 所示, 6° 斜槽电机相比直槽电机的转矩脉

动减少 85.801%、齿槽转矩减少 75.192%，但其电磁转矩和输出功率只下降 4.769%，因此取该扭斜角在工程设计上是可以接受的。



图 13 斜槽角为 6° 的定子铁芯 3D 模型

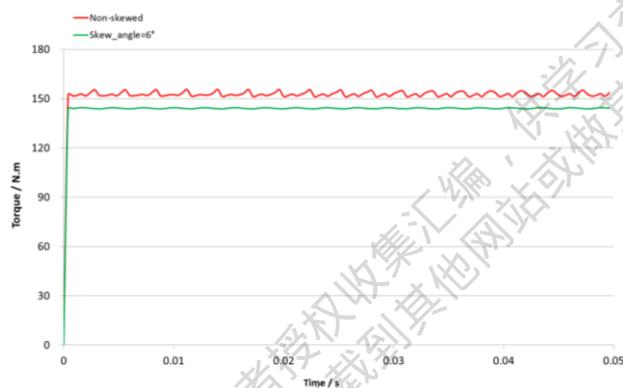


图 14 扭斜角为 6° 的斜槽电机和直槽电机的电磁转矩脉动对比

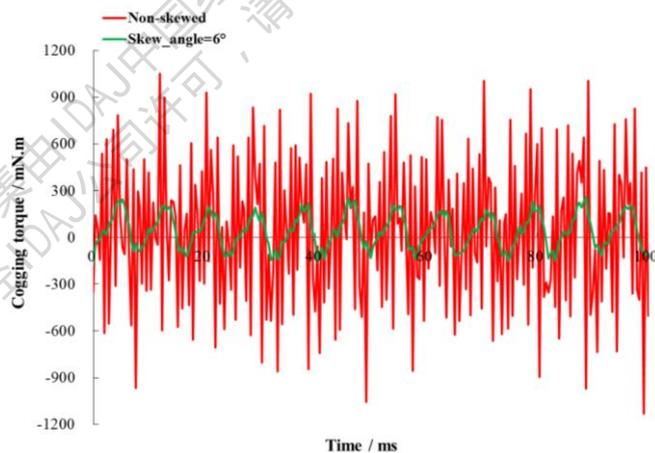


图 15 扭斜角为 6° 的斜槽电机和直槽电机的齿槽转矩对比

表 3 直槽和最优斜槽电机的主要性能对比

参数类型	直槽电机	斜槽电机	前后对比
斜槽角度 ($^\circ$)	0	6	—
电机转速 (rpm)	720	720	—
输入电流 (A)	21.9772	21.977	—
输出转矩 (N.m)	153.481	146.161	-4.769%

输出功率 (kW)	11.571	11.019	-4.769%
输出转矩脉动值 (N.m)	6.1631	0.8751	-85.801%
齿槽转矩 (mN.m)	1051.600	260.884	-75.192%
电机铁耗 (W)	115.7766	107.7961	-6.893%
电机铜耗 (W)	270.9984	270.9984	—
风摩损耗 (W)	215.5	215.5	—
额定点效率	95.053%	94.883%	-0.170%

4.结论

基于多截面模型的思路, 是一种能快速准确计算定子斜槽永磁同步电机性能的方法。JMAG Designer 在二维有限元中, 采用分段斜槽的方法对斜槽电机进行分析, 相比于三维有限元分析, 可以极大地缩短计算时间和计算资源, 并且用该方法计算的电磁转矩与 3D 模型的仿真果比较吻合, 与此同时, 利用该方法和 JMAG Designer 的参数化运算功能求出电机定子的最优扭斜角, 这样完全可以满足永磁同步电机结构优化设计的精度要求。

[参考文献]

- [1] 赵海森. 转子斜槽及不同槽斜度对鼠笼式异步电机损耗影响的时步有限元分析[J]. 中国科学, 2011(10):1380~1387.
- [2] 梁文毅. 基于分段斜槽技术的电机斜槽特性分析[J]. 电工技术学报, 2011(11):135~140.
- [3] 王立. 定子斜槽月球车驱动电机性能的快速计算[J]. 控制理论与应用, 2014(1):112~119.

JMAG 软件优化计算及其在比例电磁阀中的应用

胡猛 周望静 卜安珍 夏兴兰

中国第一汽车股份有限公司无锡油泵油嘴研究所

摘要: JMAG 软件在电磁阀计算分析中的应用日益增多, 随着电控共轨技术的快速发展, 其对电磁阀性能的要求越来越高, 常规的经验设计和验证性电磁有限元计算已满足不了高性能电磁阀的设计需求, 得益于优化技术的快速发展, 电磁有限元优化计算在电磁阀正向设计方面的贡献将会越来越突出。本文简单介绍 JMAG 软件与优化软件的联合优化计算过程, 并简述其在比例电磁阀优化设计中的应用。

关键字: JMAG、优化、比例电磁阀

高性能电磁阀广泛应用于发动机电控共轨系统中, 随着电控共轨技术的快速发展, 其对电磁阀性能的要求越来越高, 对电磁阀正向设计也提出了更加苛刻的需求。随着优化技术的快速发展, 优化设计软件越来越多地渗入到工程应用中, 本文借助优化多学科优化设计软件, 结合 JMAG 软件的参数化建模技术, 简单介绍电磁有限元优化分析流程, 并简述其在比例电磁阀优化设计中的应用。

1、JMAG 软件参数化建模及其优化技术简介

近年来 JMAG 软件发展比较迅速, 它也逐渐加入到 CAE 优化设计的队伍中, JMAG 软件 14.0 版本中已出现参数化建模技术, 包括 Geometry Editor 模块的几何结构参数化建模, Design 模块的材料属性参数化建模, 网格划分(网格尺寸大小)参数化建模, 物理工况(线圈匝数、电流大小、运动件位移等)参数化建模等, 图 1 为 JMAG 软件可选的参数, 选定的参数可作为设计变量使用, 目前 JMAG 软件的自身优化设计还处在初级阶段, 设计变量的值需要设计者根据自身经验确定一系列参数, 而不可以根据优化算法自动在设计变量域内搜寻, 但是 JMAG 软件自身的参数化建模功能已为联合优化设计奠定了坚实的基础, 相信也是为其自身优化技术的发展奠定基础。

在电磁阀正向结构设计过程中, 我们比较注重电磁阀结构参数的优化, 因此常见的设计变量主要集中在 CAD Parameter 和 Condition 属性中。Condition 属性中的变量参数设置比较简单, 注意事项比较少, 在进行 CAD Parameter 的相关几何参数化建模过程中, 必须保证几何模型的约束要充分, 否则在更新几何参数变量时, 会出现几何结构不稳定现象。由于常见的比例电磁阀多为轴对称结构, 本文仅以 2D 模型为例进行简单参数化建模介绍, 3D 模型与此相通。

2、JMAG 软件与优化软件联合优化流程

多学科优化设计软件与一些 CAD/CAE 软件有直接接口, 可直接进行联合优化计算, 本文利用优化软件接口实现其与 JMAG 软件的联合优化计算分析, 具体联合优化流程如图 2 所示。从图 2 可

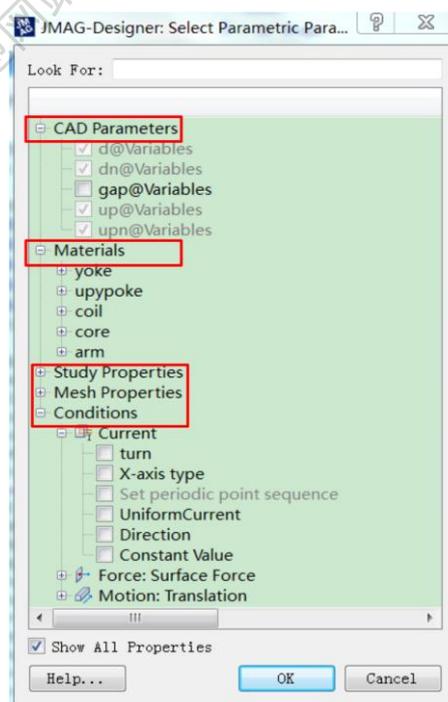


图 1 Jmag 软件可选参数

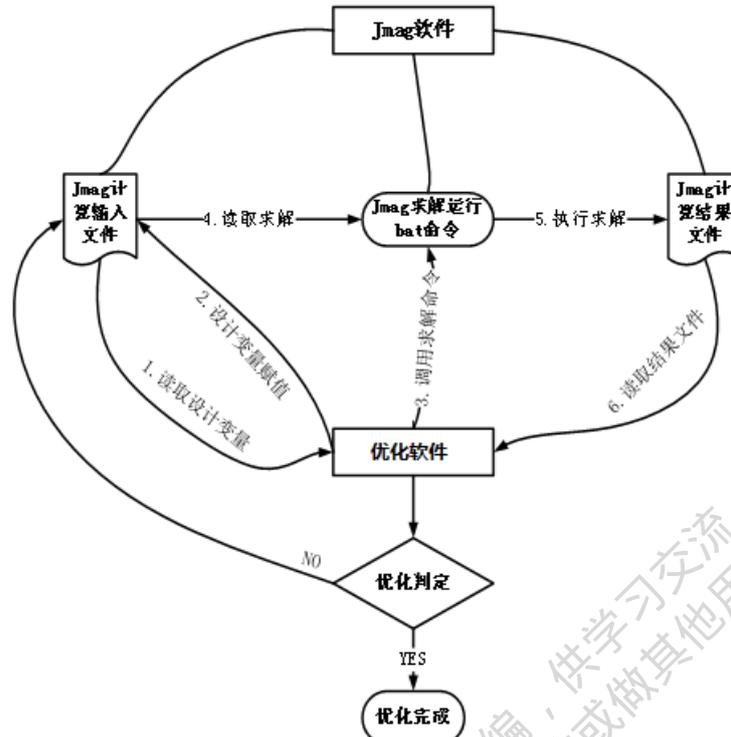


图2 JMAG 与优化软件联合优化流程

看出，利用优化软件可以实现 JMAG 软件输入文件的自动写入、自动执行求解和自动提取计算结果的功能，同时利用其强大的优化算法可以快速寻找优化方向，确定优化结果，节省优化设计时间，并可以提高设计开发效率和质量。

能够实现该种优化得益于 JMAG 软件的 Script 脚本文件编辑功能，JMAG 软件支持 VBScript、Python 和 JScript 三种格式的脚本语言，利用脚本文件编辑工具可以实现设计变量的定义、赋值，网格划分，边界条件的定义，求解设置和输出变量的定义等等。以 VBScript 为例，简单的变量赋值、网格划分和输出文件定义的语句如下，以供参考。

```

Call app.SetCurrentStudy(0)
Call app.GetModel(0).GetStudy(0).SetCadParameterValue("gap@Variables",0.5)  变量赋值
Call app.SetCurrentStudy(0)
Call app.GetModel(0).GetStudy(0).CreateMesh()  划分网格
Call app.SetCurrentStudy(0)
Set ref1 = app.GetDataManager().GetDataSet(2)
Call app.GetDataManager().CreateGraphModel(ref1)
out=currentpath&"\"&"outf.txt"
Call app.GetDataManager().GetGraphModel(0).WriteTable(out)  定义输出文件

```

3、优化设计在某共轨比例电磁阀中的应用

进油计量阀是电控共轨泵电液比例系统的关键元件，目前常见的进油计量阀为比例电磁阀，它安装在共轨泵低压输油泵的输出口上，通过控制比例电磁阀的阀口开度来控制实际进入高压油泵柱塞腔的流量，进而控制共轨管的燃油压力。比例电磁阀的特殊结构使得铁芯在移动过程中产生的电磁输出力随着输入信号成比例的变化。进而可以连续成比例地控制流过阀口的流体流量或压力。

图 3 为某比例电磁阀的结构简图与磁路，与普通电磁阀相比，比例电磁阀的结构比较特别，有隔磁环存在，通过一定的结构设计可以保证比例电磁阀的吸力和电流成比例，并能在有效的工作行

程内保持不变，比例电磁铁的研究多集中在水平力——行程特性上。

比例电磁阀的主磁路在工作气隙和隔磁环附近被分成两部分 ϕ_1 和 ϕ_2 ，由 ϕ_1 和 ϕ_2 产生的电磁力 F_1 和 F_2 二者综合得到比例电磁阀的位移——力特性，如图 4 所示，在工作区域内电磁力 F 相对于衔铁位移基本呈现水平力特性。初始工作气隙、隔磁环的位置和形状尺寸是影响比例电磁阀水平力特性的关键因素。

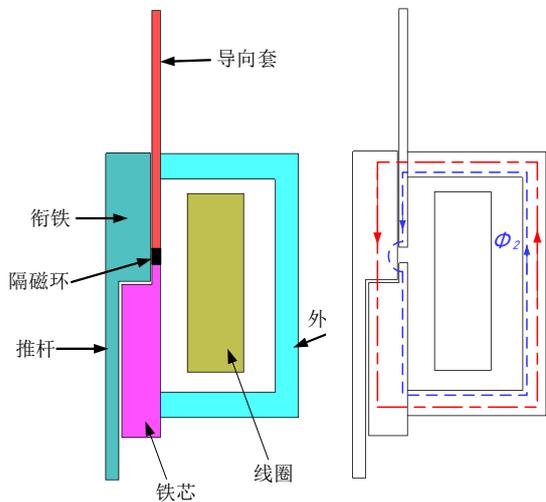


图 2 比例电磁阀结构简图及磁路

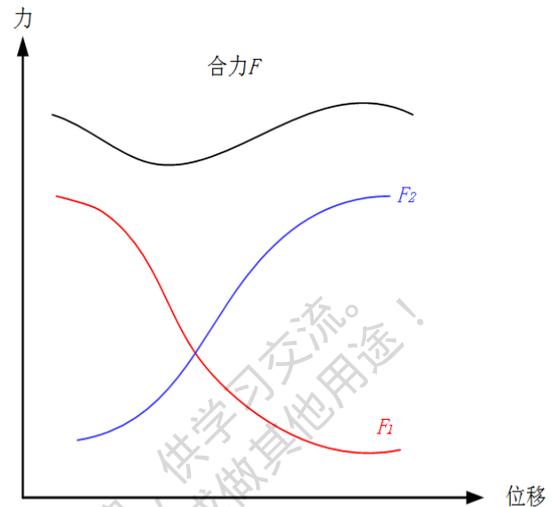


图 4 比例电磁阀位移——力特性曲线

优化设计的三要素包括：a.设计变量；b.约束条件；c.目标函数。

本文优化设计的变量及约束如图 5 和表 1 所示。

其中 gap 变量表示衔铁与铁芯的初始气隙值，其余四个变量表示隔磁环处对应点的 Y 坐标值。本文分析的比例电磁阀有效工作行程为 2mm。

表 1 设计变量及约束

设计变量	初始值	上限值	下限值
up	3	1.8	5
upn	3	1.6	5
d	0	-1.6	1
dn	0	-1.2	1.5
gap	0.5	0.5	1.5

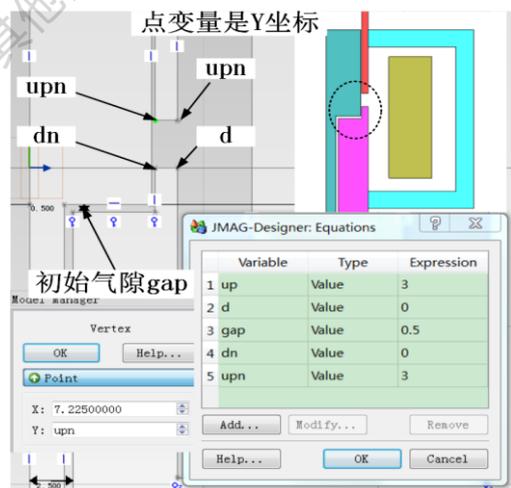


图 5 设计变量

目标函数即为电磁阀的水平力特性，需要保证在同一驱动电流情况下，在有效工作行程内，各点的最大电磁力与最小电磁力的差值最小，有效工作行程内各点电磁力的标准方差值最小。计算得到初始状态下电磁阀的电磁力随位移变化曲线如图 6 所示，初始电磁力的平均值为 11.99N，衔铁工作行程上最大电磁力与最小电磁力的差值为 4.15N，计算样本点的标准方差为 1.25，可以看出，初始阶段的比例电磁阀的水平力——位移特性相对比较差。

利用优化软件与 JMAG 软件进行优化计算分析，其中优化采用全局优化算法 Self-Adaptive 加局部优化算法 NLPQL，结合优化软件自身的并行优化计算，快速寻找优化设计方向，优化过程及优化计算结果如图 7 所示。从图 7 可以清晰地看到各设计变量优化收敛方向，同时优化得到工作行程上最大、最小电磁力的差值为 0.362N，计算样本点的标准方差为 0.124，回归电磁有限元模型，优化后的设计变量值如表 2 所示，对应比例电磁阀结构和力位移特性如图 8 所示。

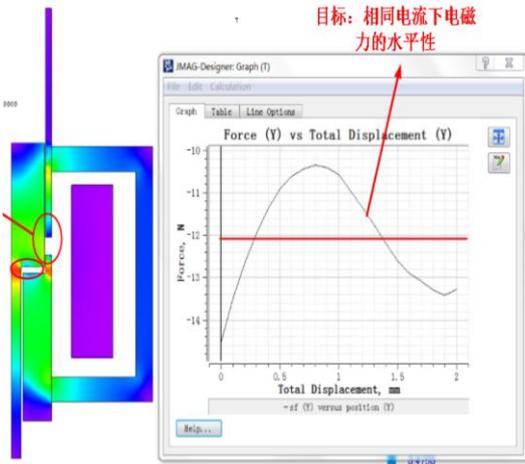


图 6 初始电磁力——位移曲线

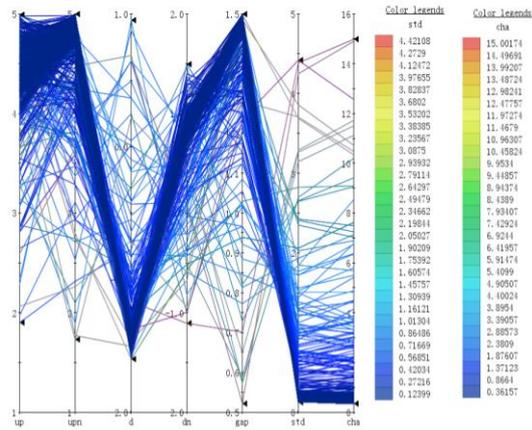


图 7 优化计算过程及结果

从表 2 和图 8 可以直观看出，相比优化前的结构，优化后的比例电磁阀的水平力——位移特性显著改善，此方法与经验设计和验证性结构计算分析相比效率有较大提升，且优化质量比较好。

表 2 优化前后的变量及结果

设计变量	初始值	优化值	优化目标	
up	3	4.82	最大、最小电磁力差值	前：4.15N 后：0.362N
upn	3	4.94		
d	0	-1.48		
dn	0	0.86	电磁力标准差	前：1.25 后：0.138
gap	0.5	1.49		

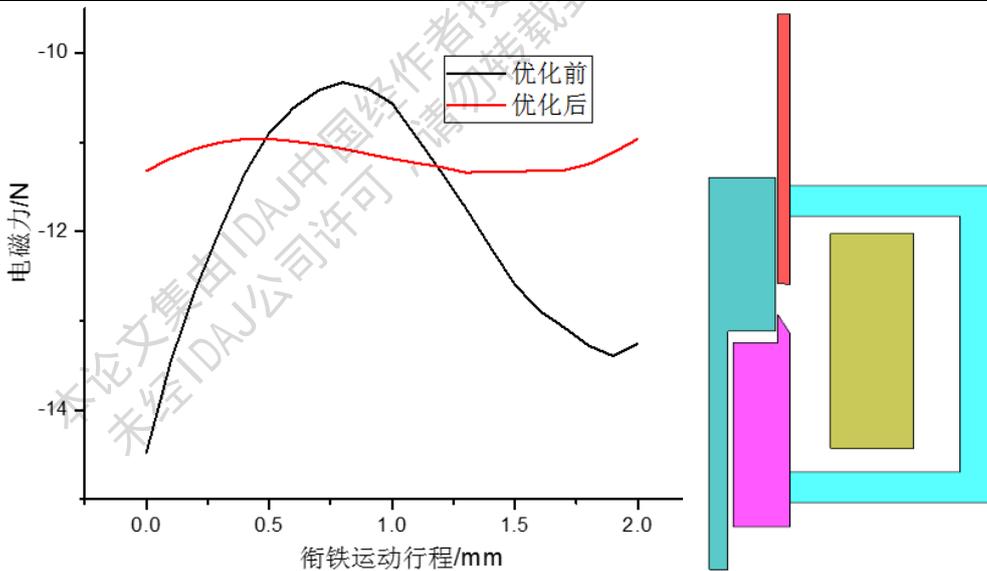


图 8 优化后的比例电磁阀结构和力位移特性

4、总结

本文粗略介绍 JMAG 软件与优化软件联合优化分析流程，并以比例电磁阀为例进行了简单的分析，主要是介绍一种现代电磁阀优化设计的方法，选择比例电磁阀为例，是因为比例电磁阀的磁路相对复杂，仅靠传统的磁路设计和电磁普通有限元计算分析很难取得较好的优化设计结果，同时，结合优化的多学科优化平台，未来可以对电磁阀电场、磁场、温度场、流体场、温度场进行综合优化分析，为电磁阀综合性能提升提供思路。

5、参考文献

- [1]. 近角聪信 (著) 葛世慧 (译). 铁磁性物理[M]. 兰州: 兰州大学出版社, 2002. 7
- [2]. 赵凯华, 陈熙谋. 电磁学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006
- [3]. 王尚勇, 现代柴油机电控喷油技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013. 6
- [4]. 黄松, 比例电磁铁力特性的有限元分析[D]. 武汉: 武汉科技大学硕士学位论文, 2012
- [5]. 姚晓武, 汽车燃油系统比例电磁阀关键技术的研究[D]. 浙江: 浙江大学硕士学位论文, 2007
- [6]. 优化软件 help 帮助文件。

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

基于 GT-POWER 的增压直喷汽油机 EGR 技术的研究

马俊杰

中国第一汽车股份有限公司技术中心发动机部

摘要: 随着 CO₂ 排放法规的日益严格, 追求最佳燃油经济性能成为汽油机重要开发目标。本文利用热力学模拟和试验分析, 研究了不同 EGR 率对增压直喷汽油机动力性和经济性的影响, 鉴于目前主流 EGR 是采用低压 EGR, 本文只针对该类型的 EGR 进行研究分析。计算结果显示, 通过仿真模拟的不同 EGR 率在扭矩、油耗、进气量和试验相比都有很强的一致性, 但对泵气损失的影响有一定误差。文章同时研究了 GT 在计算汽油机最高热效率点的准确性, 结果表明在该点的模拟能够很好的与实验吻合, 同时预测了更高的 EGR 率会使汽油机的热效率达到 39% 以上的可能。

关键词: 低压 EGR, 汽油机性能, 最高热效率, 燃油油耗率, GT-power

Abstract: With the increasingly stringent emission standards and the implementation of the fourth stage fuel consumption regulations, low fuel consumption become the most important point for everyone. In this paper, the influence of performance on GDIT by EGR was been researched, because the low pressure EGR is the major way, so only LP_EGR was studied. As result, the GT simulation can meet well with experiment on Torque, BSFC, airflow, but not so well on PMEP. Additionally, the best thermal efficiency (BTE) was studied by GT and experiment, and they meet very well. If high EGR rate is used, the BTE maybe achieve more than 39%.

Key words: LP_EGR, gasoline, best thermal efficiency, , BSFC, GT-power

1、引言

随着 4 阶段油耗法规和京 6 排放法规的出台, 如何进一步降低汽油机油耗和排放的问题更加亟待解决, 目前主流发动机技术主要集中在强 downsize (BMEP 大于 25bar), 轻量化低摩擦技术、集成式排气歧管、VVL 技术 (包含两段式、三段式和全可变 VVA), 米勒循环或阿特金森循环、高压压缩比以及外部中冷 EGR 技术 (以后简称 EGR)。不同技术作用的区域不同 (图 1), 如果可以合理组合这些技术, 会用最小的成本取得最大的效益。由图可以看出, EGR 主要应用在中高负荷, 从表面看 EGR 对 NEDC 循环的油耗贡献不大, 但是随着 downsize 度的提升, 工况点转移到大负荷区后, 二者的重合区将会变大, 另外由于 EGR 的可以抑制爆震, 可以提升发动机的机械压缩比, 这样对整个 map 都有改善。本文主要研究 EGR 具体是如何改善燃烧, 提升效率的。

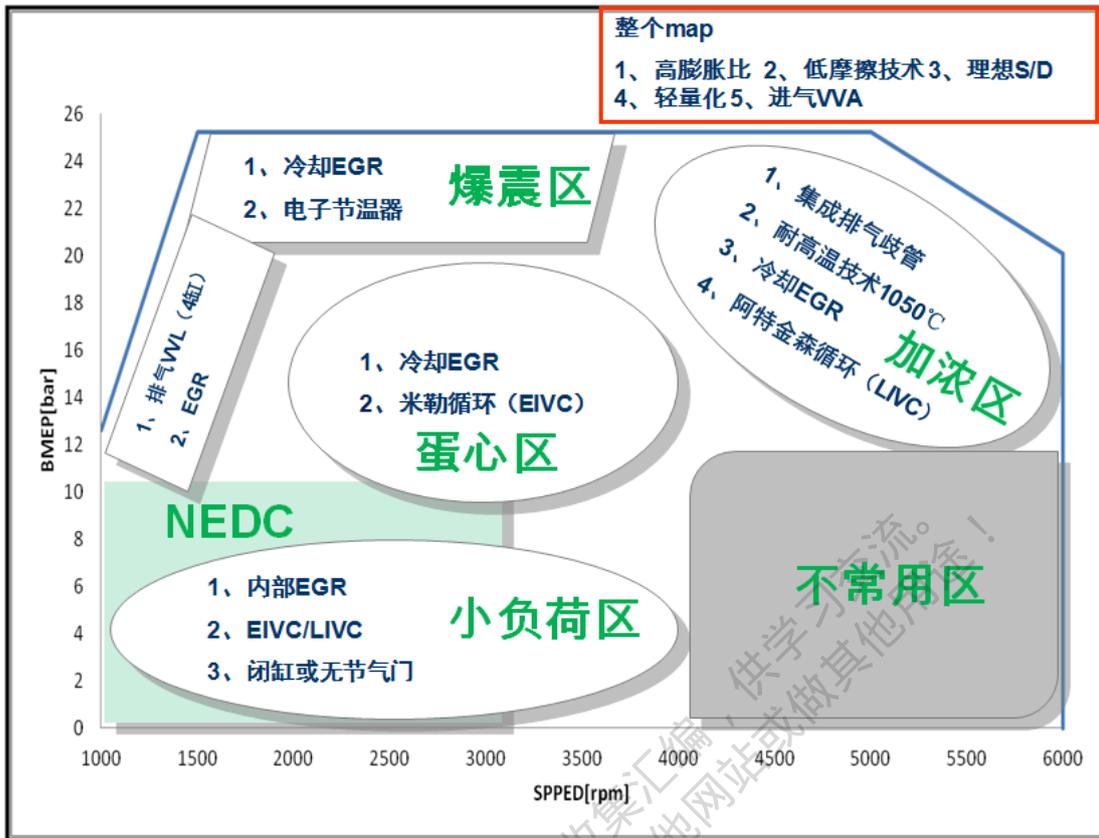


图1 不同技术在发动机 map 的应用区域

2、发动机基本情况介绍

本文计算分析的对象为FAW增压直喷发动机，该机型的基本参数如表1所示：

表1 基本参数简介

发动机名	CA4GC20TD
缸径	84mm
冲程	90mm
压缩比	10.3
最大净功率	145kW
最大扭矩	280Nm

3、EGR 技术简介

EGR (Exhaust Gas Recirculation) 内燃机在燃烧后将排出气体的一部分分离出、并导入进气侧使其再度燃烧的技术。该技术被广泛的应用于柴油机，由于汽油机排放和油耗法规的加强，EGR 技术开始逐渐进入汽油机领域。

EGR 的优点介绍

1、EGR 对改善 NO_x，PM，PN 方面有大幅影响，这对于直喷汽油机来说非常有用。

[键入文字]

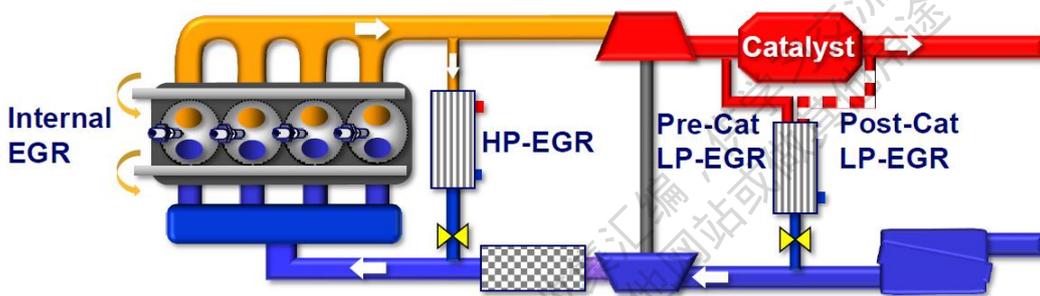
2、EGR 通过改善部分负荷泵气损失可以改善油耗，这适用于所有汽油机。

3、EGR 在大负荷区域可以降低排温，减小加浓区；同时可以抑制爆震，增大点火提前角，改善燃烧效率；同时可以适应更高的压缩比来提升发动机热效率。

EGR 的缺点介绍

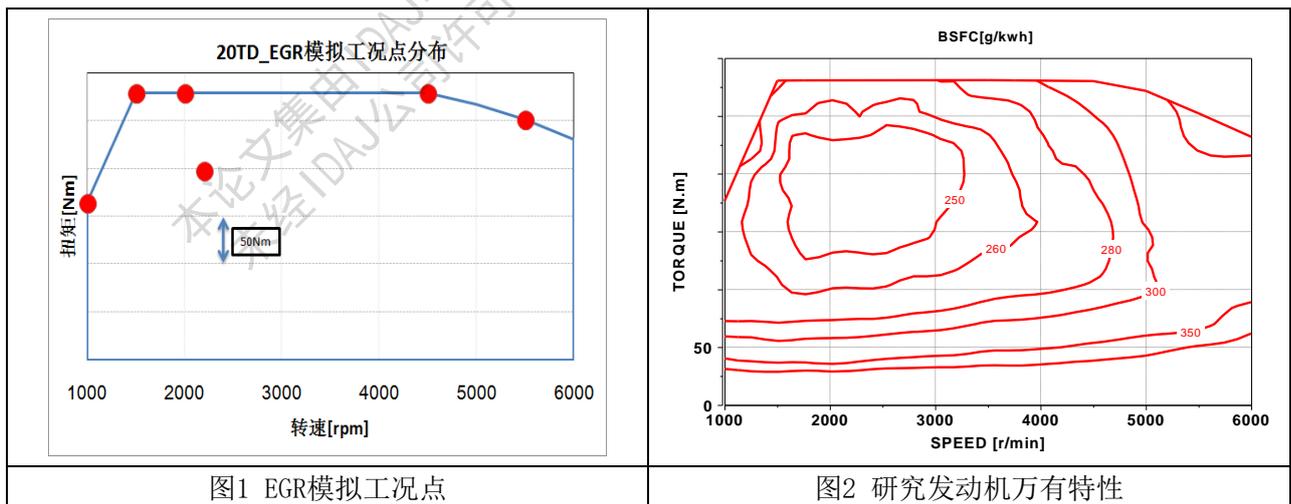
- 1、降低燃烧速度导致燃烧不稳定或者失火。
- 2、EGR 的控制和布置有一定难度。
- 3、对喷油系统和点火系统要求更高。

根据 EGR 取气位置和导气位置的不同，EGR 可以分为高压 EGR (HP) 和低压 EGR (LP)，低压 EGR 又可以分为触媒前取气和触媒后取气，采用不同的 EGR 方式对性能影响效果不同，本次研究的 EGR 方式为低压触媒后取气，导入压气机前。



3.1 计算工况的选择:

为了全面分析EGR对汽油机性能的影响，选择合适的计算工况是重中之重。鉴于EGR的作用主要在降低排温和抑制爆震，所以选择外特性工况和最高热效率工况，计算不同EGR率对汽油机性能的影响。由于该机型有相关实验数据，所以燃烧数据直接采用实验数据。



3.2 模型搭建及边界条件假设

采用GT-OWER软件，建立目标发动机模型，具体模型如图3所示，该模型的两个核心单元是：1、增压器控制系统；2、EGR控制系统。模拟采用实验中不同EGR率的歧管压力来控制增压器，按照实际输出的EGR率和中冷后温度控制EGR阀，其他参数采用原机标定好的参数进行计算。

[键入文字]

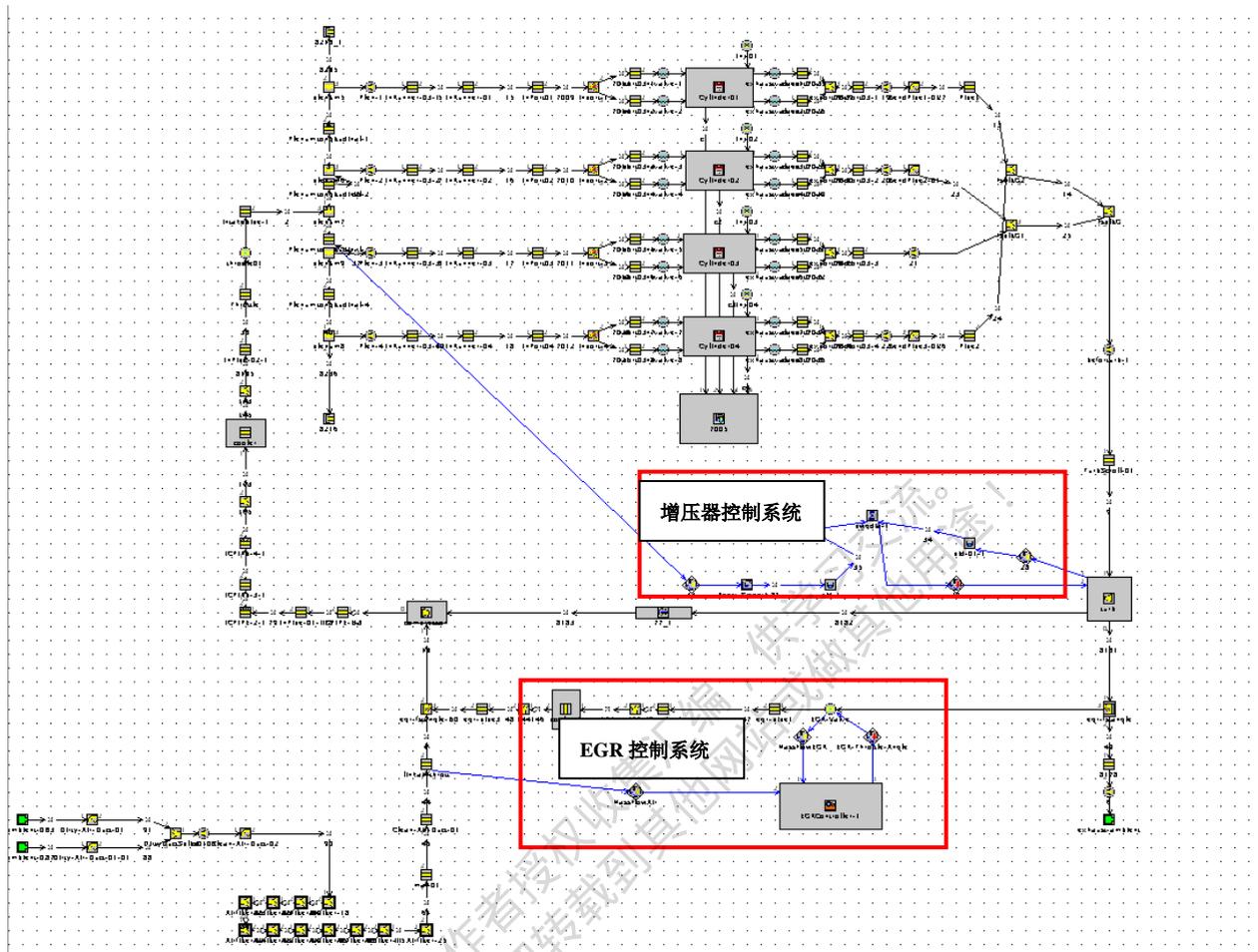


图3 EGR模型建立

3.3 计算结果及分析

外特性计算结果

计算结果显示，GT 模拟的外特性结果与实验相比具有很强的对应性，采用实验测得的边界条件可以有效的模拟 EGR 结果，扭矩、油耗及进气量不但趋势一致，而且数量偏差也非常小。

计算结果显示：EGR 对增压直喷发动机的动力性及经济性影响局势如下所示

EGR 率	0	10%	20%
动力性	1	=	-
经济性	1	+++	++++

另外，实验研究表明，EGR 可以大幅降低高速时汽油机的烟度排放，详情参见我的另一篇论文《EGR 对汽油机性能的影响》。10%的 EGR 可以维持动力性不降低，油耗却能大幅降低，中低速通过抑制爆震来弥补进气量不足造成的损失，中高速通过降低排温抑制加浓来降低油耗，该幅度相当巨大；20%的 EGR，如果不提高增压压力将会使得外特性有 8%到 10%的损失，此时燃烧的改善已经不能弥补充气下降造成的恶化，但是油耗还是可以进一步降低，5500rpm 的 lambda 可以用 0.95 左右。这对于汽油机的效果甚至好于采用集成式排气歧管来抑制加浓。

[键入文字]

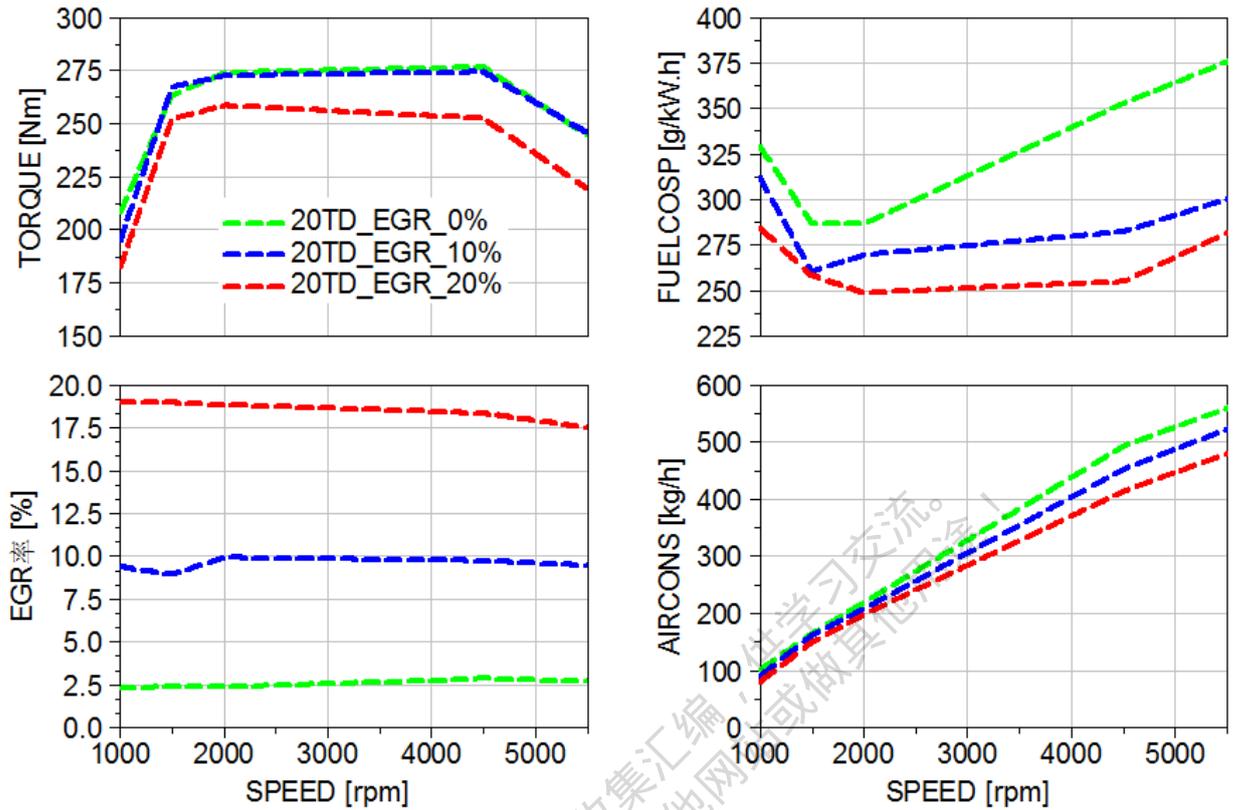


图4 EGR对外特性影响 (实验结果)

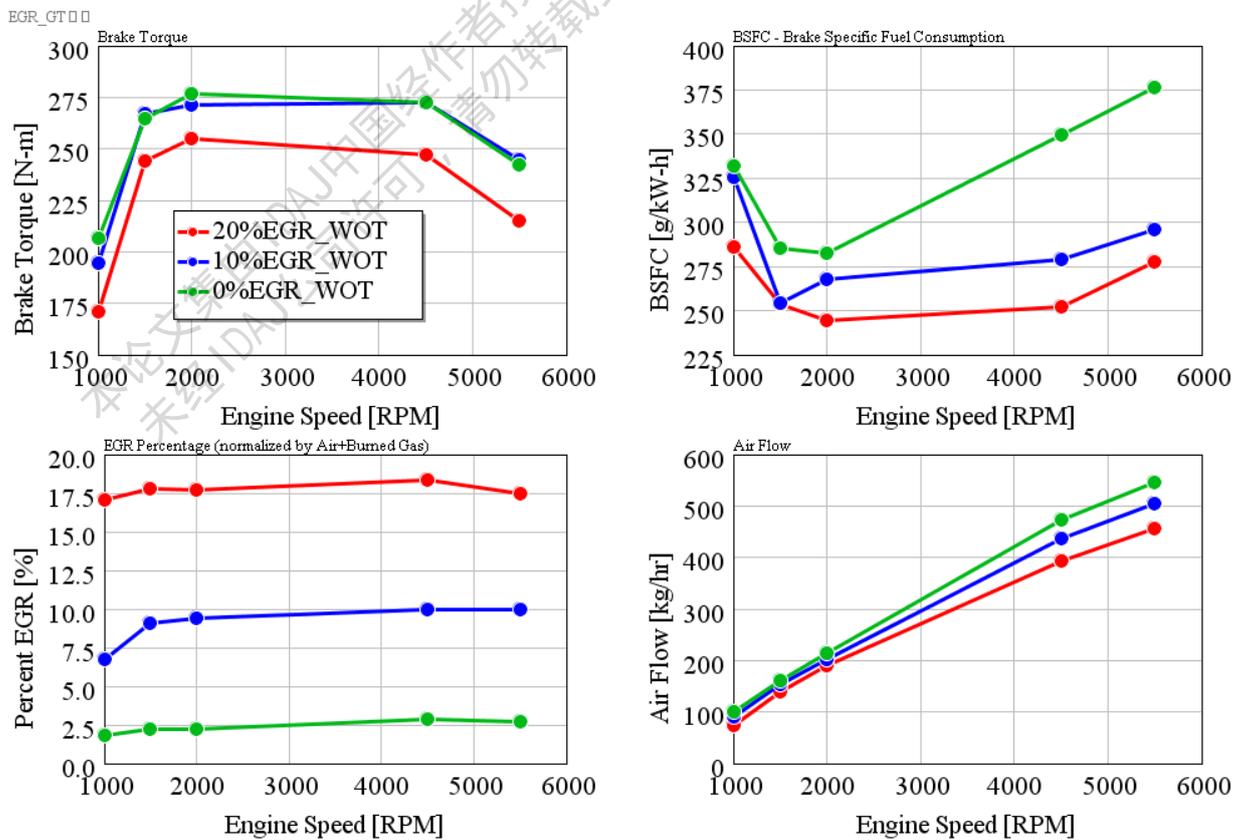


图5 EGR对外特性影响 (GT计算结果)

[键入文字]

为了进一步模拟和实验的偏差，按不同 EGR 率分别进行了主要参数的对比：

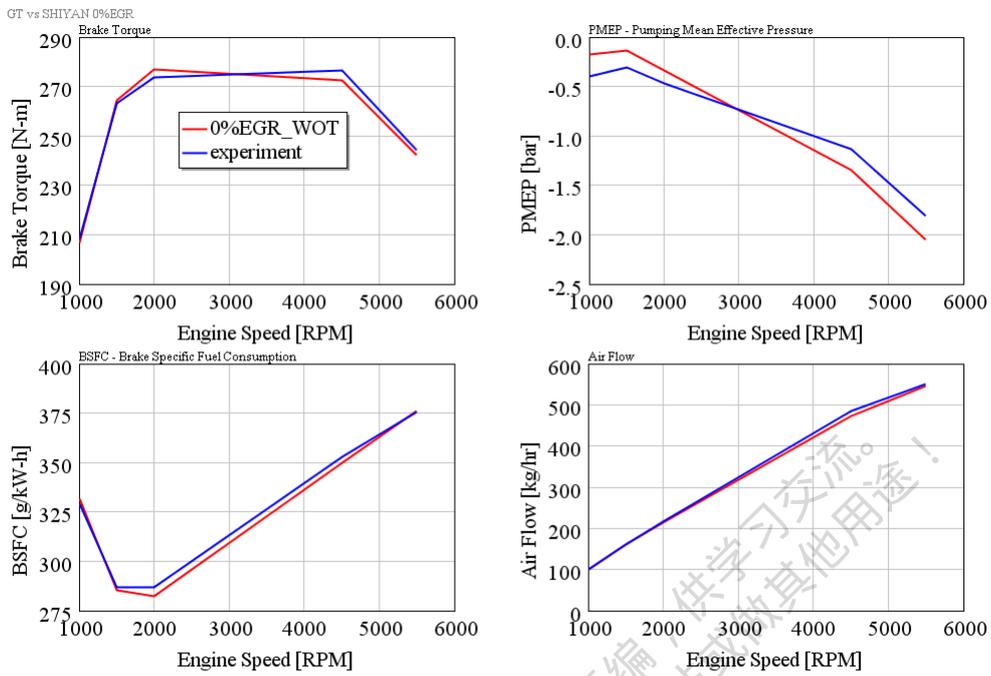


图6 0%EGR对外特性影响对比

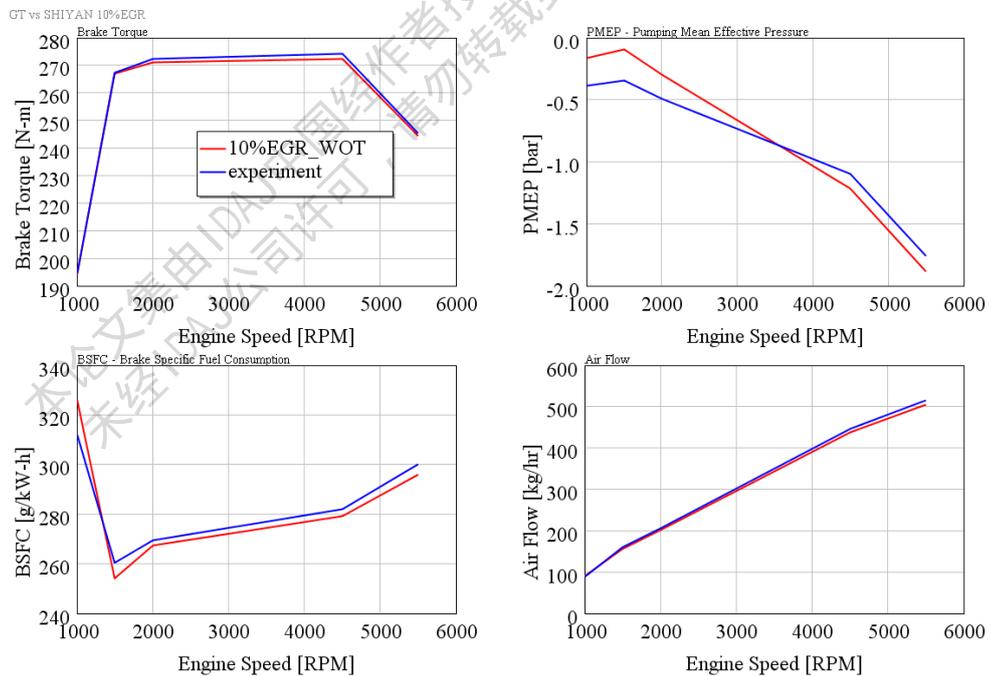


图7 10%EGR对外特性影响对比

[键入文字]

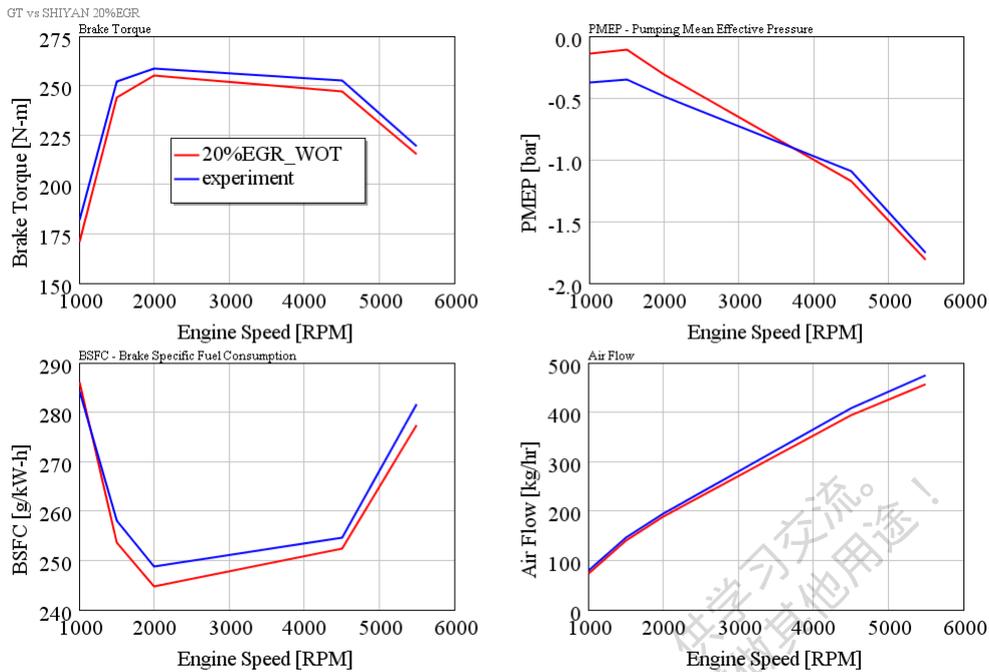
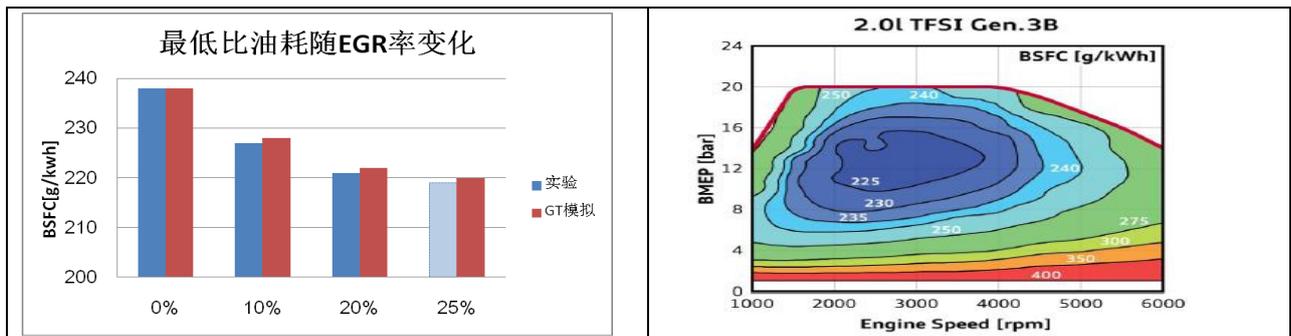


图8 20%EGR对外特性影响对比

采用实验的VVT角度会使得PMEP的结果和实验相差较大，其他参数与实验符合的很好，随着EGR率的提升，计算和实验的误差逐渐增大，但误差均小于2%。

最高热效率点计算结果

该发动机的最低比油耗在2200rpm12.5barBMEP, 实验得到的最低比油耗约为238g/kWh。按照实验得到的相关数据，搭建了该工况的模型，图3是模拟结果和计算结果的对比，计算和实验的偏差仅为1g，误差不到0.5%，可见GT对EGR的预测还是相当准确的。结果表明，20%的EGR率会使该机型最低比油耗从238 g/kWh降低到221 g/kWh，改善了17 g/kWh, 改善度为7%左右，可见EGR对提升发动机最高热效率具有很大作用，采用EGR技术可以使发动机的最高热效率从35.8228%提升到38.4156（20%EGR），如果进一步提升EGR率，模拟计算了25%EGR率的结果，可以使得最高热效率提升到39%左右。实验由于EGR阀设计限制，最大EGR率只能达到22%，没有得出该值，但根据模拟推算，预计25%的EGR将使得最低比油耗突破220 g/kWh，达到219 g/kWh。



[键入文字]

图9不同EGR率对最低比油耗点油耗的改善

图10 某先进发动机万有特性

4、结论

GT在有燃烧数据的情况下对EGR的模拟相当准确，其中外特性扭矩、油耗及进气量误差小于2%，最高热效率点的油耗误差在0.5%以内。

通过实验结果和模拟计算可以得到以下结论：

- 1、10%的EGR可以在保证动力性不损失的前提下大幅改善发动机外特性油耗，约改善10%左右。
- 2、20%的EGR会损失外特性动力性约10%，油耗可以进一步改善，功率点 λ 可以使用0.95左右。
- 3、EGR对最高热效率的改善相当巨大，对于目标发动机，改善幅度达到7%，最低比油耗可以突破220 g/kWh。
- 4、EGR在使用过程中仍然存在很多问题，这些问题是制约EGR被广泛采用的主要因素，如EGR冷却控制，进气管路及增压器污染，EGR系统自身寿命等。

参考文献：

- [1] Dr. Terry Alger Southwest Research Institute. High Efficiency Engines through Dilution Opportunities and Challenges.
- [2] A. Sanchez. Cooled EGR in gasoline engines. 博格华纳, 2013,
- [3] Eiji Aiyoshizawa, Kenichi Hori. The New Nissan High Efficient 4-Cylinder 1.6L GDI turbocharged engine with low pressure EGR—Evolution for Lower Fuel Consumption combined. 2014, Internationales Wiener Motorensymposium.

[键入文字]

基于 GT-SUITE 的某自然吸气汽油机排气歧管改进选型

严冬, 叶伊苏, 刘鹏, 刘岳兵
(东风汽车公司技术中心, 武汉 430058)

摘要: 本文通过 GT-SUITE 软件搭建了某自然吸气汽油机一维热力学仿真模型。基于试验数据进行了模型的标定, 在此基础上分析对比了两种不同结构形式的排气歧管对换气过程及性能的影响。仿真结果表明, 方案一的弯管式排气歧管性能表现优于蚌壳式方案。最终通过试验对比验证, 证实了仿真分析结论的正确性。

关键词: 换气过程, 排气歧管, 残余废气系数, 充气效率

Simulation Analysis and Comparison of Different Exhaust Manifolds in a Gasoline Engine Based on GT-SUITE

Yan Dong, Ye Yisu, Liu Peng, Liu Yuebing
(Technical Center of DongFeng Motor Corporation, Wuhan430058)

Abstract: In this paper, a detailed analysis focused on exhaust manifolds in different type was presented. A gas exchange model was built by using GT-SUITE software. Based on the calibration model with experimental data, the influences on gas exchange and engine WOT with different exhaust manifolds was calculated. The result showed that the elbow type exhaust manifold performed better than the clamshell type one. Finally the experimental measurement approved the analysis conclusion.

Key words: gas exchange process, exhaust manifold, coefficient of residual gas, volumetric efficiency

引言

排气系统作为发动机中的主要部件, 对发动机的动力性、经济性表现都有着重要的影响。优秀的排气歧管设计能够在气门叠开期形成负压效应, 有效地提高发动机充量系数, 从而使发动机实现更高的动力性。

然而, 发动机的排气过程是一个复杂的非稳态流体动态过程, 更牵涉到各缸之间的相互影响, 无法单纯依靠 CFD 手段评价排气歧管的差异。因此采用一维热力学仿真软件 GT-SUITE, 建立完整的发动机模型, 可以有效地模拟发动机整体换气过程, 综合考虑各缸排气压力的相互影响, 从而预测在发动机实际运行时排气歧管内的压力波和流动情况, 对排气歧管性能表现做出准确预测。

1 模型搭建及标定

1.1 模型搭建

模型搭建首先需要处理的就是一维热力学模型框架, 利用 GT-SUITE 软件中的三维离散工具 GEM3D, 可以将抽取好的进排气系统管路内壁面数模进行离散, 转化为一维仿真模块。然后将气缸、喷嘴等模块加入到模型中。

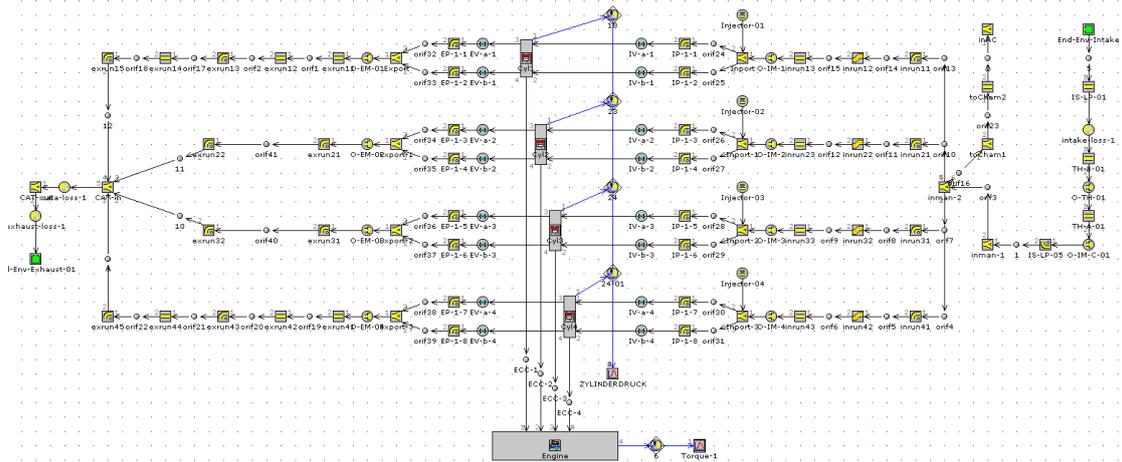


图 1 一维热力学性能仿真模型

1.2 参数设定及计算工况

模型搭建完成后需要输入相关的参数用于仿真计算。

- 1) 空滤、催化器、排气冷端的流阻特性依据供应商单体试验数据或原机试验数据输入；
- 2) 气缸、连杆、压缩比等结构参数依据发动机设计任务书输入；
- 3) 进排气道流量系数根据 3D-CFD 计算结果，如图 2、图 3 所示；

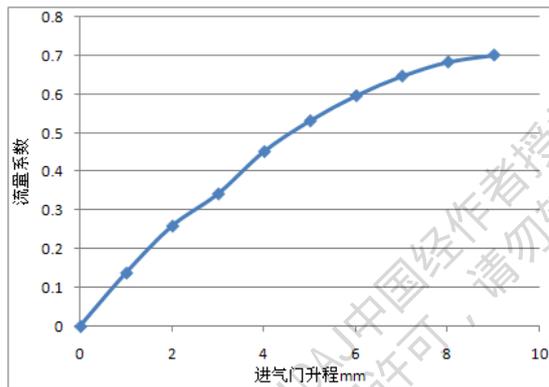


图 2 进气道流量系数

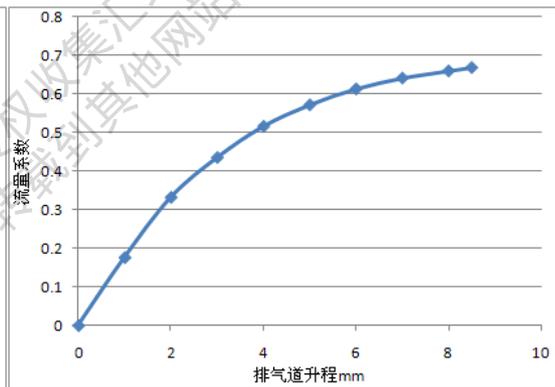


图 3 排气道流量系数

- 4) FMEP、燃烧参数、进排气相位根据试验实测数据输入。

计算工况为环境温度 25℃，环境压力 1bar。

1.3 模型标定结果

初步计算模型后，参照试验数据中不同位置的气体温度和压力，适当调整部分管路壁温、换热系数、表面摩擦等参数，使各关键点的气体温度和压力与试验保持基本一致。

完成以上边界参数的对标后，需要调整缸内换热参数 Convection Multiplier，确保发动机最终的进气量、扭矩、比油耗均与试验接近。

标定结果如下图所示，外特性扭矩偏差均在 3% 以内，外特性进气量、比油耗除低速两个点外偏差均在 3% 以内，该模型可以较为真实地反应原机一维热力学性能，后续的分析对比均以此原机标定模型为基础进行。

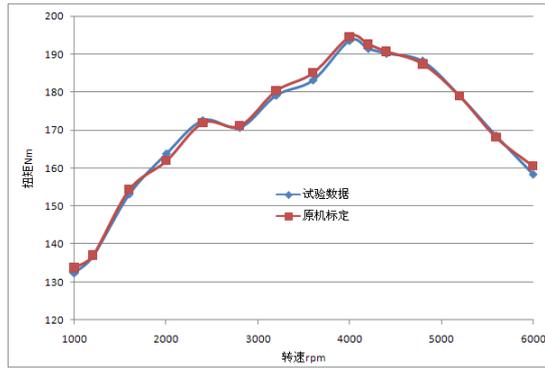


图 4 原机外特性扭矩标定结果

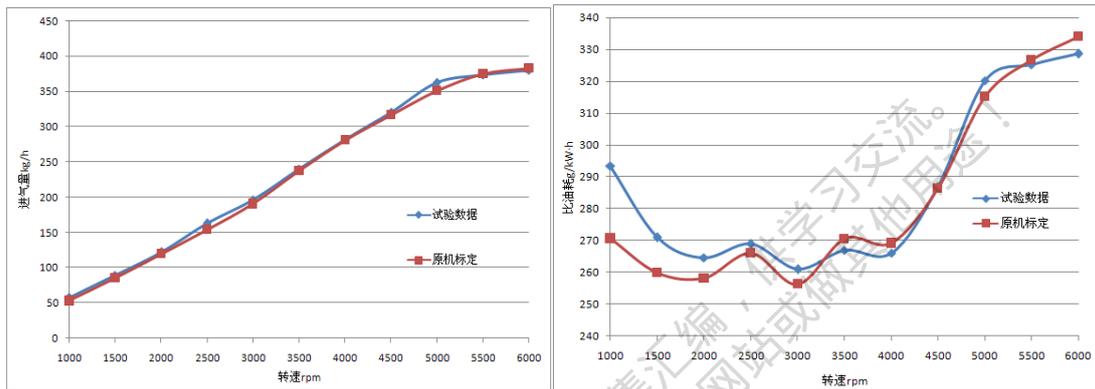


图 5 原机外特性进气量标定结果图 6 原机外特性油耗标定结果

2 两种排气歧管方案对比分析

原机由于需要搭载发动机纵置的车型，需要由原横置方案变更为纵置，经过机舱布置校核，原排气歧管存在干涉，必须进行设计变更。设计阶段共有两种方案，方案一为弯管式设计，方案二为蚌壳式设计，布置方面均能满足纵置要求，现需要分析两种排气歧管方案的性能表现差异，再确保原机动力性不下降的前提下更换排气歧管。



图 7 原机排气歧管

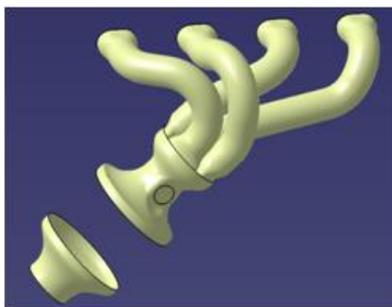


图 8 方案一弯管式排气歧管

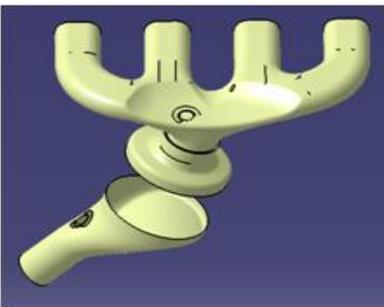


图 9 方案二蚌壳式排气歧管

2.1 换气过程对比分析

在原机标定模型的基础上, 仅变更排气歧管结构, 保持燃烧参数、FMEP、进排气相位均不变, 分别计算两种排气歧管方案。对比两种方案在压力、残余废气系数、充量系数上与原机的差异。

首先是排气门压力对比, 以下选取 6000rpm 时 (高速时差异较为明显), 一个完整循环内排气门出的压力变化。如图 10 所示, 方案一排气开始阶段排气压力较高, 有利于排气过程, 在排气过程后期, 气门叠开期间, 形成较低的负压, 有利于降低残余废气量和泵气损失。

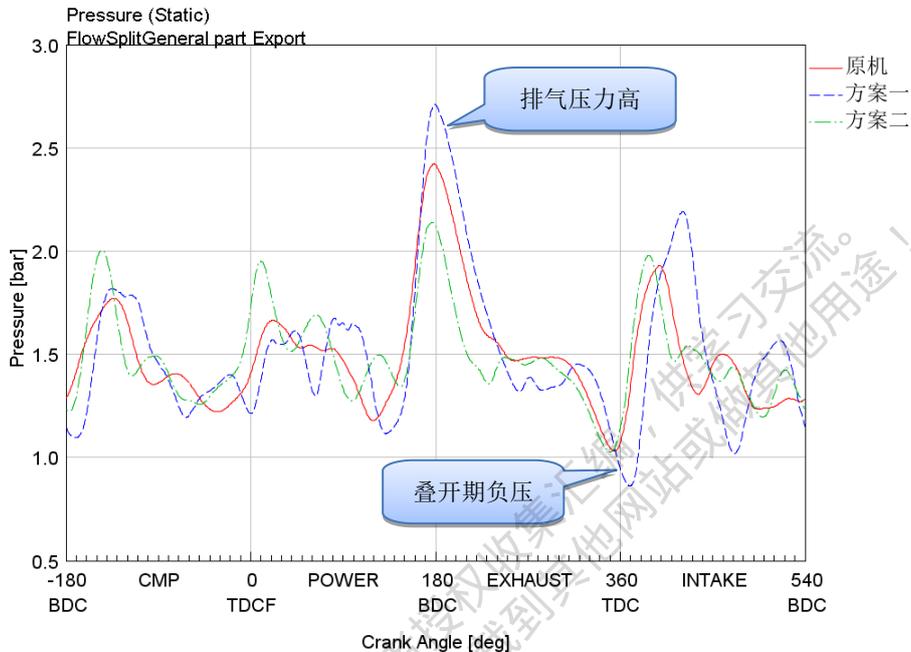


图 10 6000rpm 时排气门处压力对比

其次对比两种方案在残余废气系数上的差异。残余废气系数与自然吸气汽油机性能有着非常直接的关系, 排气歧管的设计能够很大程度上影响残余废气系数, 各缸间的干涉越小, 越能够有利于排气过程, 残余废气系数越低, 如图 11 所示。

气门叠开期的负压效果和较低的残余废气系数均能提高排气歧管的排气能力, 最终将表现为发动机充量系数的提升。如图 12 所示, 方案一的充量系数较高。

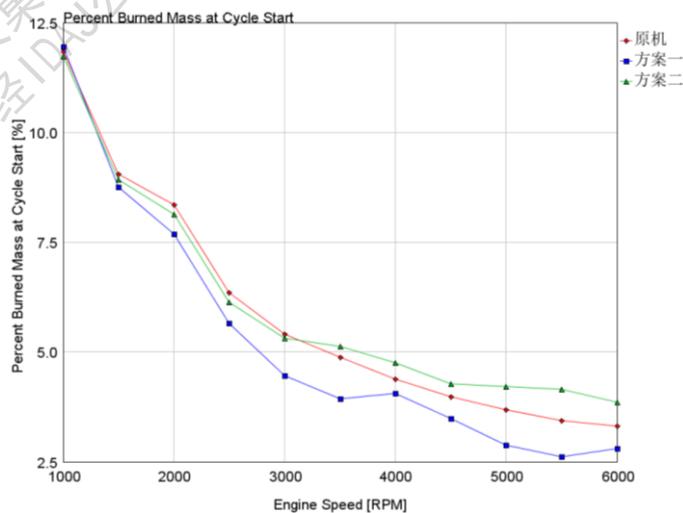


图 11 残余废气系数对比

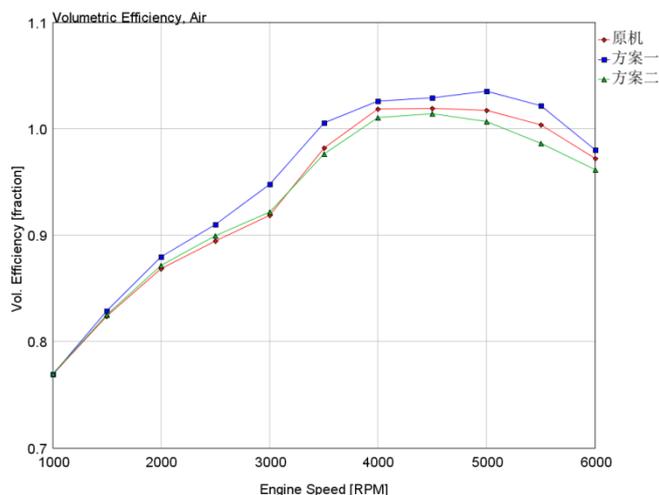


图 12 充量系数对比

2.2 动力性仿真结果对比

进排气相位不变的情况下,对比两种方案和原机之间的动力性差异。如图 13 所示,方案一外特性扭矩优于原机,方案二略低于原机;两种方案外特性比油耗与原机无明显差异。

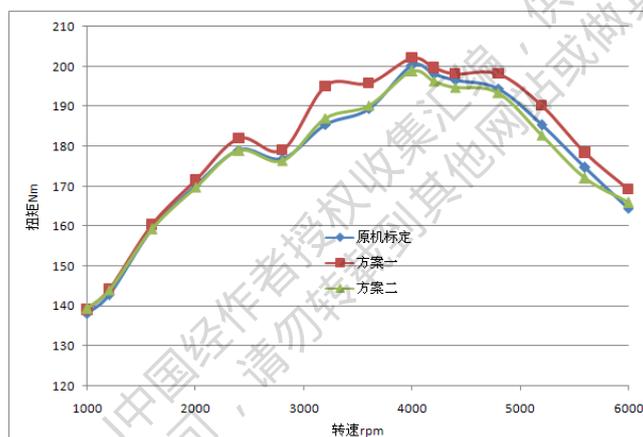


图 13 两种方案外特性仿真对比

3 试验验证

后续试验进行了排气歧管方案对比验证,仅变更排气歧管,其他部件保持不变,测试发动机外特性,结果如图 15 所示。试验结果采用校正扭矩对比,由于试验条件及样机状态差异,该发动机性能略低于标定数据,但是相对性的对比与仿真结果一致,方案一外特性扭矩略优于原机,方案二中高转速外特性扭矩均低于原机。

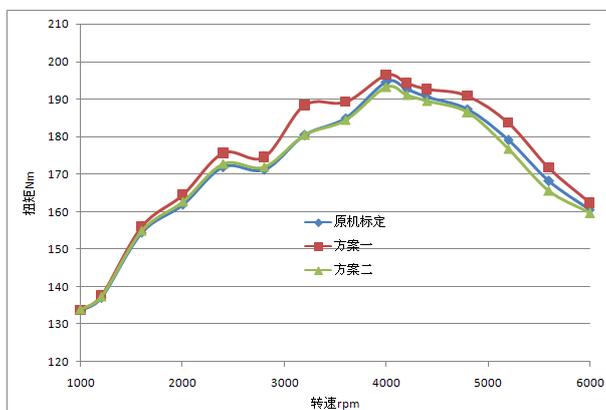


图 14 排气歧管方案对比试验结果

依据仿真结果和试验对比验证,采用方案一弯管式排气歧管作为本次改进选型的最终方案。

关于仿真精度,这里作一下说明。图 15 是方案一仿真结果与试验结果的对比,可以看到,除 3200、3600rpm 两个点外,其他工况点误差均小于 3%,仿真结果可以较为准确地反映方案变更的效果。

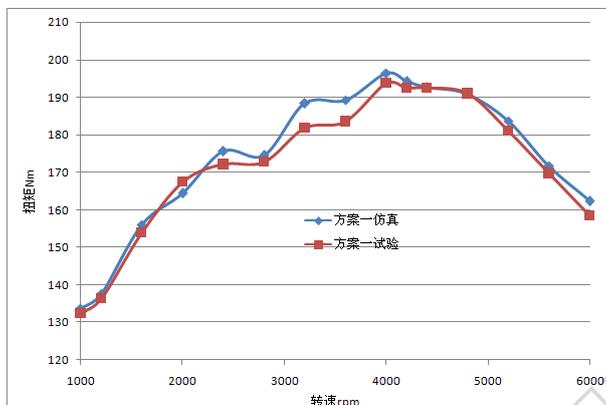


图 15 排气歧管方案一仿真精度对比

4 总结与展望

方案一弯管式排气歧管与方案二蚌壳式排气歧管对比结果如下:

- 1) 方案一较方案二排气末期负压效应更好,残余废气系数较低,充量系数较高;
- 2) 方案一外特性扭矩优于原机,方案二外特性扭矩略低于原机;

在发动机开发工作中,排气系统的设计对发动机性能表现有明显的影响,仅依靠排气歧管本体的分析是不足以验证其对发动机的影响,一维热力学仿真方法的应用可以在初期设计及方案改型时准确地预测排气歧管设计对发动机性能的影响,为设计方案选型及优化提供了数据支持。

参考文献:

- [1] 范晓梅,许勇,杨群立等,基于 GT-SUITE 的发动机排气压力波仿真分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2009(10): 94-96.
- [2] 黄泽好,张浩亮,孙章栋等,某发动机排气歧管流场分析与结构优化[J]. 西南大学学报, 2011(01): 153-157.

4-2-1 排气歧管对发动机性能影响的研究

陈克朋,刘岳兵,叶伊苏、王伟民

(东风汽车公司技术中心, 武汉 430058)

摘要: 在一款 1.56L 自然吸气发动机基础上, 将原有 4-1 排气歧管型式改换为 4-2-1 型式, 在一定程度上克服各缸排气压力波的干涉影响, 减少缸内残余废气, 提高发动机性能。通过 GT-Power 性能仿真计算与试验两方面验证, 表明: 4-2-1 排气歧管能在一定范围内改善低速扭矩, 同时由于歧管增长, 背压增加, 高速范围的动力性会有一定程度的下降。第一轮方案 3 试验结果表明: 4-2-1 排气歧管结构提高了低速扭矩, 最大扭矩提升了约 1.5%, 功率点处扭矩下降了约 1.7%。

关键词: 自然吸气发动机; 4-2-1 排气歧管; 残余废气; 低速扭矩

中图分类号: TK412 **文献标志码:** A

Investigation on Effect of The 4-2-1 Exhaust Manifold on Engine Performance

CHEN Ke-peng, LIU Yue-bing, YE Yi-su, WANG Wei-min

(Technology Centre of Dongfeng Motor Corporation, Wuhan 430058, China)

Abstract: The 4-1 exhaust manifold was replaced by the 4-2-1 based on a 1.56L naturally aspirated engine, which was used to reduce residual gases in the cylinder and improve engine performance through overcoming the interference of exhaust pressure in a certain extent. Both GT-Power performance simulation and experiment showed that the low end torque could be improved by the 4-2-1 exhaust manifold in a certain extent, and high-speed performance would be declined by higher back pressure due to the increase of the exhaust manifold. In the first round test, experiment results of the scheme 3 indicated that the low end torque was improved and the maximum torque had increased by 1.5%, however the torque was declined by 1.7% in rated speed.

Key words: naturally aspirated engine; 4-2-1 exhaust manifold; residual gases; low end torque

引言

随着汽车产业竞争的加剧与国家节能减排标准的日益严格, 提高发动机性能与改善排放迫在眉睫。其中, 发动机的性能很大程度上依赖其换气过程, 但目前大多技术集中于进气系统的改进, 而对于自然吸气汽油机, 排气系统同样存在着提升性能的潜力^[1-4]。本文以一款 1.56L 自然吸气汽油机为试验对象, 在原有结构不变的基础上, 改换 4-2-1 形式的排气歧管, 从仿真与试验的角度上表明 4-2-1 排气歧管结构对性能的影响。

1. 两种排气歧管结构对比

表 1 为某一 1.56L 发动机主要的技术参数, 此原型机为自然吸气式汽油机, 采用 4-1 型式的排气歧管。

表 1 原型机主要技术参数

参数	型式
缸径*冲程 (mm)	74*90.5
压缩比	10.3
结构型式	四缸、直列
排量 (L)	1.56
发火顺序	1-3-4-2
排气歧管型式	4-1

发动机 4-1 排气歧管 CAD 模型如图 1，四个歧管长度较短，无法很好地利用排气脉冲，同时，发动机的发火顺序为 1-3-4-2，在 1 缸排气阶段，2 缸的进气门提前打开，气门重叠期由于排气干涉的影响，1 缸废气易窜到 2 缸中，同样 4 缸废气窜到 3 缸内，排气歧管之间因发生排气干涉而增加了残余废气量，减少了进气量。

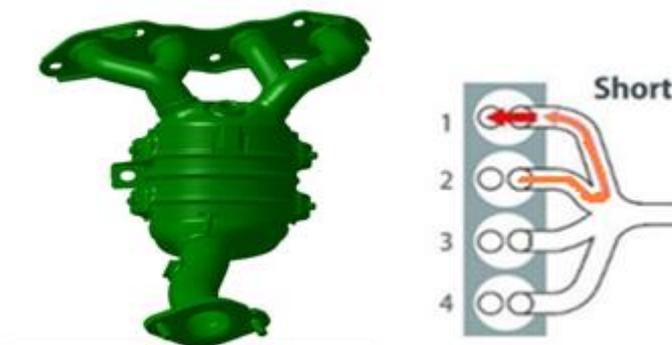


图 1 4-1 排气歧管结构

为了尽可能克服排气管之间的干涉现象，现采用 4-2-1 排气管结构，如图 2，排气歧管长度增加，一方面可以利用排气脉冲增加进气量，另一方面相邻气缸的窜气距离大大增加，减少排气干涉影响的缸内残余废气量，使排气更充分。



图 2 发动机 4-2-1 排气歧管结构

2. 两种排气歧管结构的发动机性能仿真预测

2.1 一维性能仿真模型

为了探讨 4-2-1 排气歧管结构对发动机的影响，现通过一维性能仿真软件 GT-Power 建立相应的性能仿真模型。下图为原型机模型：

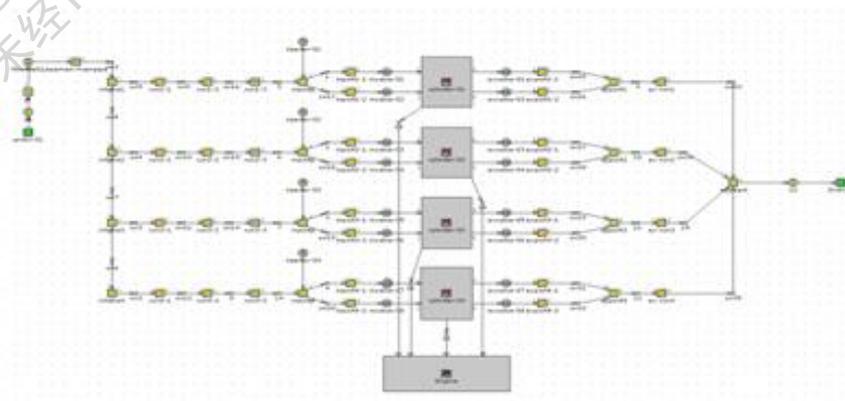


图 3 原型机仿真模型

图 3 为原型机的一维仿真模型，主要的仿真参数来源于实际发动机参数与试验台架参数，主要有如下三个方面。

- 1) 发动机 Engine 模块中主要结构参数（如缸径、连杆长度、排量、冲程及发火顺序等）按照实际发动机参数进行输入；
- 2) 原型机模型除气缸外，其他进、排气部分模型均由实际结构的 3D 数模在 GEM3D 软件中离散所得；
- 3) 发动机气缸模块中参数（初始温度、换热参数等）参考仿真软件推荐值以及经验进行输入，其中燃烧持续期和 CA50 初步按照试验数据输入。

2.2 仿真模型台架试验校核

经过台架试验数据校核，实际计算中对部分转速的 CA50 值和空燃比进行了相应的调整，发动机外特性下，该模型计算得到的动力性、经济性及最大爆发压力值与对应试验数据的误差均在 5% 以内，如图 4 与图 5 所示。

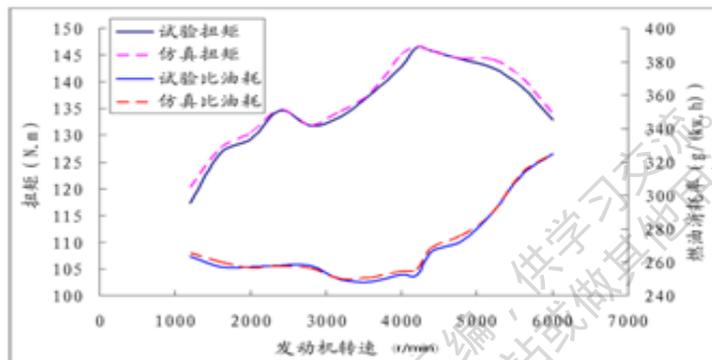


图 4 原型机扭矩、油耗的仿真与试验结果对比

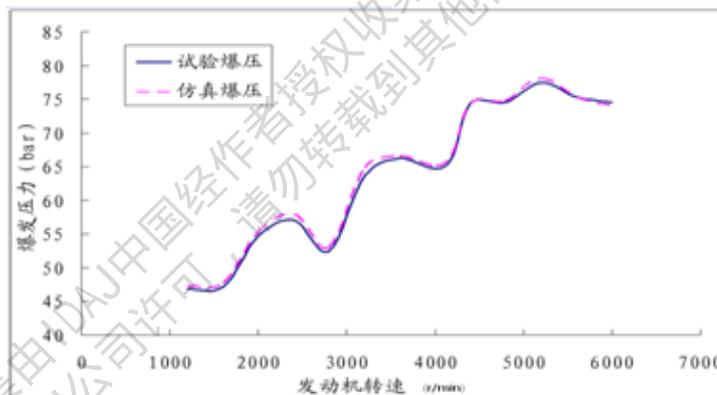


图 5 原型机爆发压力的仿真与试验结果对比

原型机的仿真结果与试验数据对比，表明原型机的仿真模型具有一定的可靠性。

2.3 发动机 4-2-1 排气歧管结构方案

与原型机模型相比，新的结构仿真模型仅更换了 4-2-1 排气歧管，其他参数与原模型保持一致，未作更改。一维仿真模型如图 6 所示：

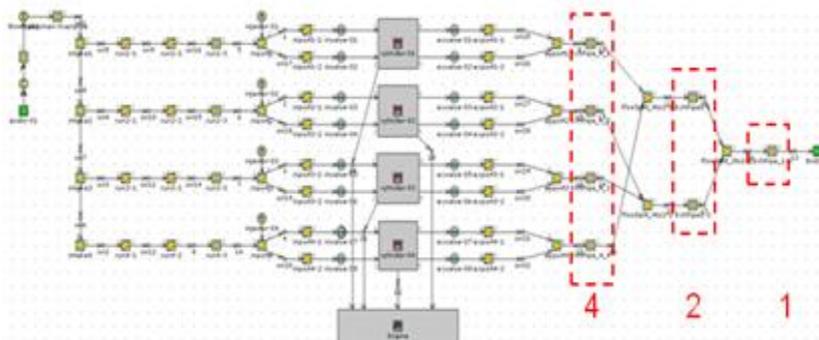


图6 发动机仿真模型(换装4-2-1排气歧管)

在原型机基础上换装新的排气歧管结构,通过仿真DOE计算,得到三种不同歧管长度的方案,主要计算过程如下。

- 1) 在原型机模型基础上将排气歧管改成4-2-1的搭建形式,主要将歧管的管径和管长以及进、排气VVT设为变量;
- 2) 对搭建好的模型进行各管径、管长的联合优化计算,考察1600、2000、2400以及2800r/min的扭矩,选择出能满足同时提升四个转速性能的变量组合方案;
- 3) 将上述变量组合依次代入模型,将排气VVT固定(相当于改变了排气初始相位),进行进气VVT全转速优化计算。综合考虑,选择既能让低速扭矩改善较多,同时高速动力性能下降较少的4-2-1排气歧管几何尺寸组合方案。

通过仿真DOE计算得到各排气歧管长度组合的三个方案,具体参数如表2所示。

表2 原结构与4-2-1方案各歧管长度

型号	四歧管				二歧管		一歧管
	歧管型式						
方案1组合/mm	118.5	155.7	155.7	118.5	136.7	130.5	60.5
方案2组合/mm	237.4	140.4	140.4	237.4	129.3	144.9	52.15
方案3组合/mm	125.5	173.3	173.3	125.5	88.5	101.76	90.332
原型机结构/mm	189.9	122.6	104.4	138.2	/	/	/

从表2中数据可得看到:相对于原型机,4-2-1方案的歧管总长比原来歧管长约120mm。

2.4 仿真结果的分析、预测

通过分析,原型机改换4-2-1排气歧管后,能够克服气缸间排气干涉,减少残余废气量;同时,改换后的排气歧管增长,排气背压上升,使得高速工况下的残余废气量增加,仿真结果如下(以方案3为例):

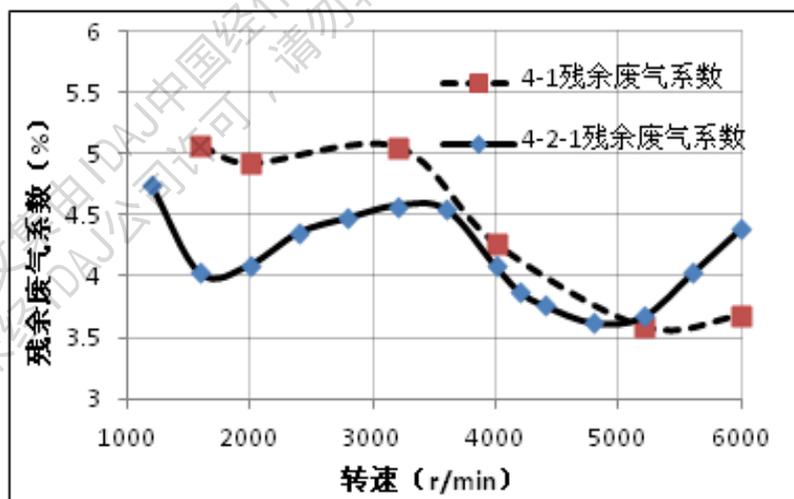


图7 方案3外特性下的残余废气系数

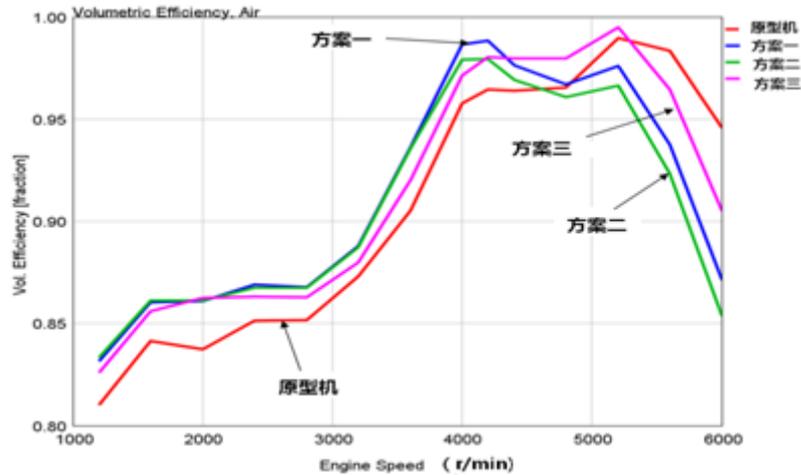


图 8 三种方案与原型机的充气效率对比

图 7 为方案 3 外特性的残余废气系数对比, 从图 7 中可以看到: 在低速下, 4-2-1 的残余废气系数降低, 在 1600 r/min 的工况降低了约 20%, 高速工况下 (大于 5200 r/min) 残余废气系数升高, 并且 6000 r/min 时达到 4.4% (增加了约 20%)。图 8 为三种结构方案的发动机充气效率的变化, 总体趋势: 低速工况三种方案的充气效率都有增加, 而高速工况下残余废气的增加使得充气效率不同程度的下降。

在充气效率的影响下, 三种 4-2-1 排气歧管结构方案对原型机的外特性扭矩影响如图 9 所示。

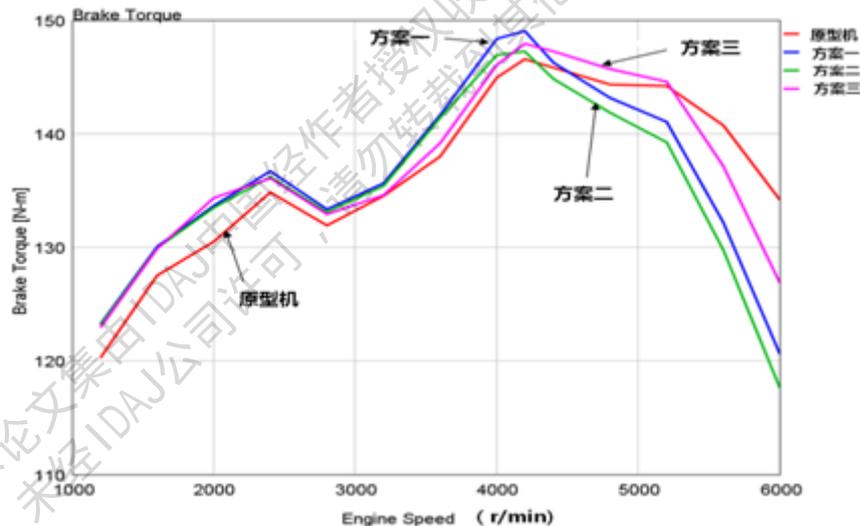


图 9 各结构方案与原型机扭矩对比

由图 9 所示可知, 三种结构组合的 4-2-1 排气歧管方案均能在一定范围内提高低速扭矩, 同时 4200 r/min 以后的高速动力性都有一定程度的下降, 其中方案 3 功率点处的动力性下降约 5.4% 左右。而低速扭矩较原型机提升了约 2%~3%。

从目前动力性能变化的趋势来看, 单从 4-2-1 歧管本身来说, 采用方案 3 组合的几何尺寸更适合下一步试验工作。

3. 试验结果对比, 分析

设计采用方案 3 组合的几何尺寸, 由于加工工艺等原因, 试验所用歧管与设计尺寸有一定差别, 没有完全反映 4-2-1 排气歧管的效果, 现第一轮试验结果如下:

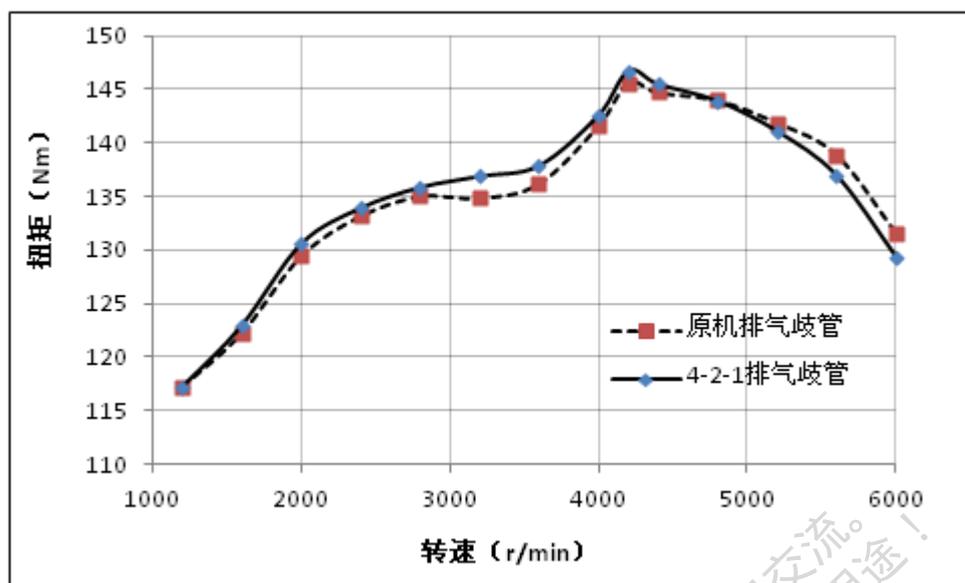


图 10 试验外特性扭矩对比

图 10 是 4-2-1 排气歧管第一轮外特性试验结果，图中可以看到：4-2-1 排气歧管结构可以提高低速扭矩，在 3200 r/min 工况时提升最大，约有 2Nm（提升了约 1.5%），在 4800 r/min 工况动力性开始下降，额定转速工况下降了约 2.2Nm（约 1.7%）。

第一轮试验结果与仿真预测趋势相同，但数值大小存在一定的差距，经过分析，在第一轮试验所用的排气歧管与设计尺寸存在差别，现准备第二轮试验进行验证。

4. 结论

- 1) 改换 4-2-1 结构的排气歧管的作用，是通过克服各气缸排气压力波的干涉影响，在气门重叠期减少缸内残余废气，从而使得实际进气量和充气效率增加，提高发动机的性能。
- 2) 4-2-1 排气歧管方案能在一定范围内提高低速扭矩，同时由于歧管长度增加，高速动力性有一定程度的下降。方案 3 的仿真结果得到：低速扭矩较原型机可以提升 2%-3%，高速扭矩较原型机下降 5.4% 左右。
- 3) 第一轮试验结果得到：方案 3 的低速扭矩略有增加，在 3200 r/min 时扭矩提升了约 1.5%，功率点处下降了约 1.7%。试验结果与仿真趋势相同，数值上与仿真值差别较大，经分析，试验所用排气歧管与仿真设计存在一定差距，需要下一轮试验进一步验证。

参考文献

- [1] 蒋笑笑, 卢曙光, 黄波. 浅谈 4-2-1 排气歧管技术在提高压缩比上的有效应用及引发的问题处理[J]. 装备制造技术, 2015, (3): 164-166.
- [2] Swapnil D, Ashok P. et.al. Multi-Physics Simulation of 6-Cylinder Diesel Engine Exhaust Manifold for Investigation of Thermo-Mechanical Stresses[J]. SAE Technology Paper, 2015-26-0182.
- [3] Zhang Y, Liu Z. et.al. Cracking Failure Analysis and Optimization on Exhaust Manifold of Engine With CFD-FEA Coupling[J]. SAE Technology Paper, 2014-01-1710.
- [4] 包维霞, 王立新, 黄佐华, 等. 排气歧管形式和加工工艺对汽油机性能影响的研究[J]. 内燃机工程, 2012, 33(3): 64-68.
- [5] 范晓梅, 许勇, 杨群立, 等. 发动机排气压力波性能仿真分析[J]. 计算机仿真, 2010, 27(2): 282-286.
- [6] 周毅, 黄文凯, 陈青华. 基于 BOOST 软件对某款汽油机排气歧管的优化[J]. 设计计算研究; 2010(4): 8-12.

[7] 杨文贞, 莫江红. 汽油机排气歧管结构的优化及验证[J]. 装备制造技术, 2014(6):70-73.
作者简介: 陈克朋 (1988-), 男、安徽宿州、辅助工程师、硕士研究生、2014 年进入东风
汽车公司技术中心, 发动机一维性能仿真。

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

轿车外气动性能与热力学性能综合分析与优化

梁长裘, 朱贞英, 朱凌, 门永新
吉利汽车研究院有限公司, 杭州萧山

摘要: 整车风阻性能与机舱热管理、空调性能相互关联。机舱进风量的大小影响整车风阻的大小, 同时机舱进风会影响发动机舱散热与空调制冷的性能。本文主要研究在通过减小机舱进风量来降低整车风阻的同时, 综合考察发动机冷却与空调制冷的性能的变化, 为寻求平衡风阻与热管理和空调性能找到可行的参考方案。

关键词: 风阻系数 冷却系统 空调系统 GT-SUITE

1 前言

整车风阻性能与机舱热管理、空调制冷性能是整车 CFD 仿真分析的主要关注的性能, 这三者往往是相关联的。减小机舱进风量是降低整车风阻其中一个有效手段, 本文通过降低机舱进风来达到进一步降低整车风阻。

机舱的进风量直接影响机舱热管理性能, 因此, 在通过减少机舱的进风来追求低风阻的同时, 也要兼顾机舱散热性能及空调的制冷性能。

2 模型建立与数值计算

2.1 一维模型及三维模型建立

本文基于 GT-SUITE 软件建立了发动机冷却系统匹配一维分析模型及空调制冷匹配一维分析模型, 用于计算发动机进出水温度的变化及空调出风口的温度变化, 如图 2.1、图 2.2。

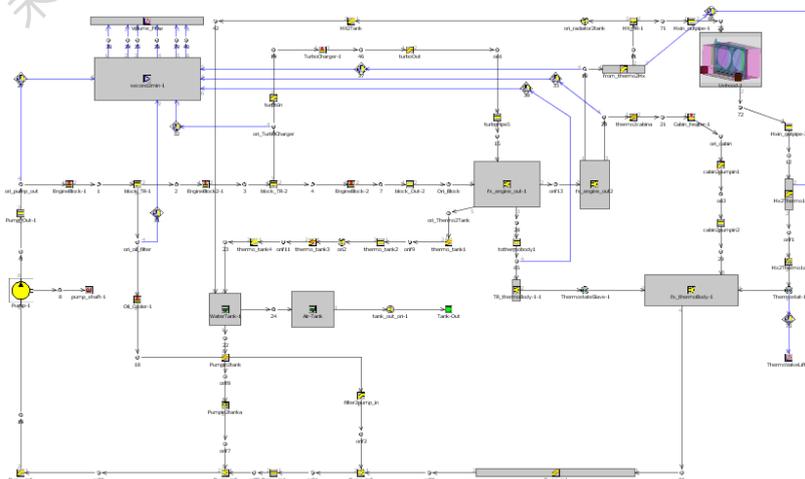


图 2.1 冷却系统一维分析模型

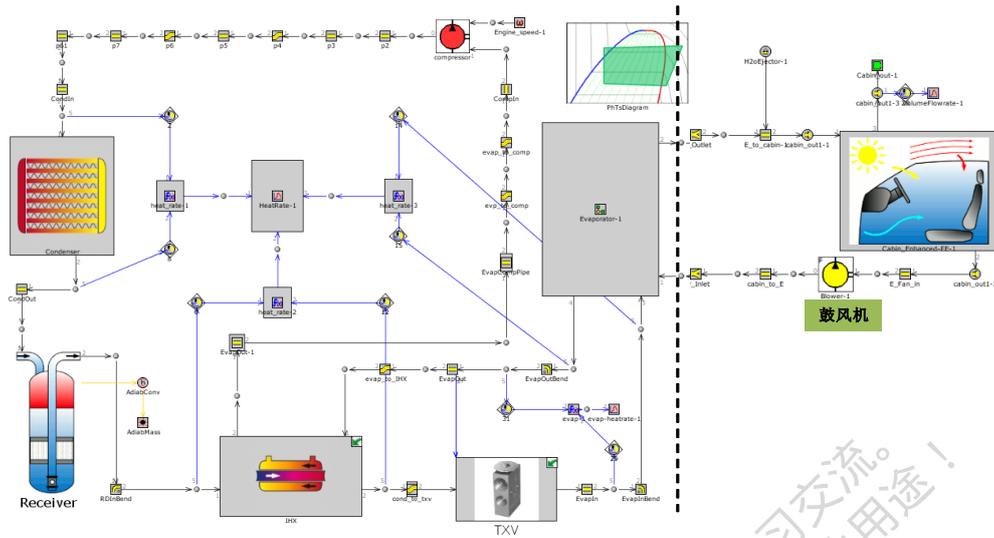


图 2.2 空调制冷系统一维分析模型

同时基于三维软件建立了整车 CFD 有限元模型，用于分析整车风阻变化及发动机舱流场、温度场的变化。

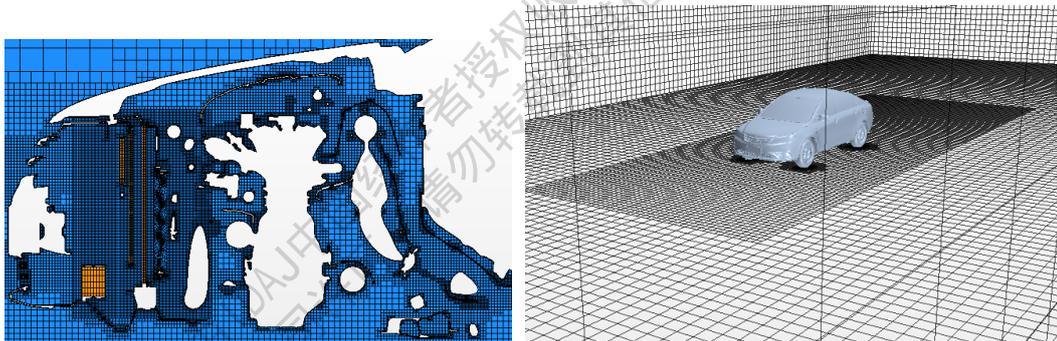


图 2.3 整车风阻及机舱温度场分析模型

2.2 数学模型基本理论

流体流动受物理守恒定律支配，包括质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。以下是这些守恒定律的描述：

连续性方程：

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

运动方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_i, u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2)$$

能量输运方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_j, k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{k,eff} \varepsilon \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + v_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \sigma_u \frac{k^2}{v_i} \quad (3)$$

对机舱热流场分析, 包含流动与传热问题, 将流动视为不可压缩流动, 采用 $k-\varepsilon$ 模型求解, 控制方程还包括 k 方程和 ε 方程, 采用散度符号表示为^[1]:

$$\frac{\partial (u\Phi)}{\partial t} + div(\rho u\Phi) = div(\tau grad\Phi) + S \quad (4)$$

其中, τ 为 k 和 ε 的扩散系数, Φ 为 k 或 ε 。

3 整车风阻及热管理仿真分析

3.1 整车风阻分析

基础车的风阻及机舱热流场分析, 主要是指利用三维软件对高速工况的风阻进行计算, 及爬坡工况下散热元件的进风量及进出风温度进行计算, 基础车的风阻分析结果如下图。

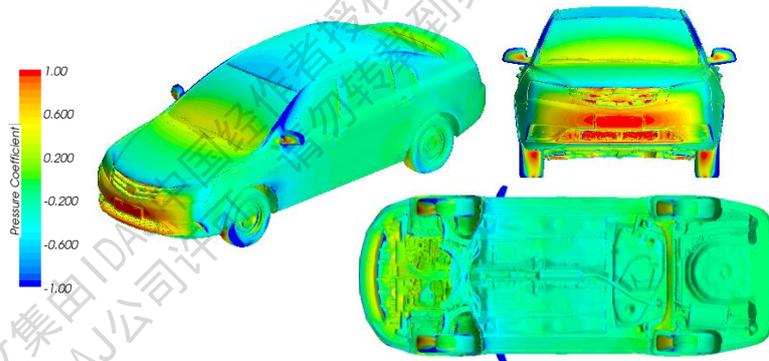


图 3.1 高速工况下车身表面压力系数分布

从前保压力系数分布可知, 上格栅压力及下格栅两侧压力较小, 下格栅中部是主要进风区域。为了尽量减小方案对散热元件进风的影响, 对上格栅及下格栅两侧开口进行优化。

本文对不同方案进行了分析, 风阻分析结果如表 3.1, 其中方案二与方案三风阻分别降低了 6counts、8counts。

方案一: 对区域 2 进行封堵; 方案二对区域一上方和区域 2 封堵; 方案三: 对区域 1 上方和下方局部及区域 2 进行封堵。

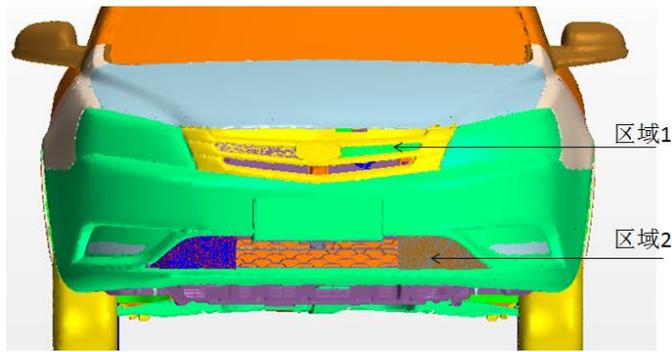
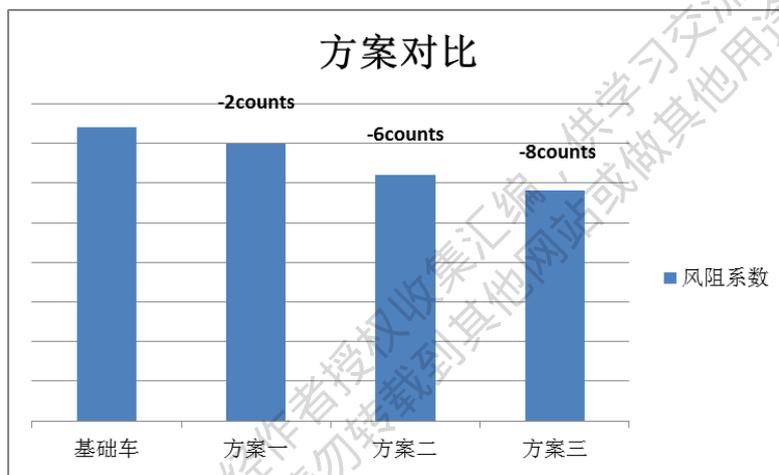


图 3.2 优化区域示意

表 3.1 风阻分析结果



3.2 发动机舱热管理分析

为了验证格栅封闭对热管理的影响，选取最恶劣的工况——爬坡工况进行分析，验证方案二与方案三的机舱热管理性能。首先考察了散热元件风量及风温，结果如表 3.2。从分析结果可知，封闭格栅后，散热元件的风量不同程度减小，同时风速分布均匀性也降低，对散热器及冷凝器的散热效果会有一定影响。

表 3.2 风量及风温分析结果

考察项 \ 方案	基础车	方案二	方案三
散热器风量 (kg/s)	0.711	0.623	0.616
散热器表面风速均匀性	0.82	0.77	0.77
散热器出风温度 (°C)	93.4	103.9	105.3
冷凝器风量 (kg/s)	0.510	0.444	0.436
冷凝器进风温度 (°C)	52.2	48.4	57.0

为了考察爬坡工况下，流场及温度场变化对冷却系统及制冷系统性能的影响，进行了一维分析，考察水温及空调出风温度的变化。各方案发动机出水温度及空调出风口温度计算结果如表 3.2，温度分布如图 3.3~图 3.5。

表 3.2 发动机出水及空调出风温度结果

考察项 \ 方案	基础车	方案二	方案三
发动机出水 (°C)	100	106	107
空调出风温度 (°C)	8.8	8.7	9.2

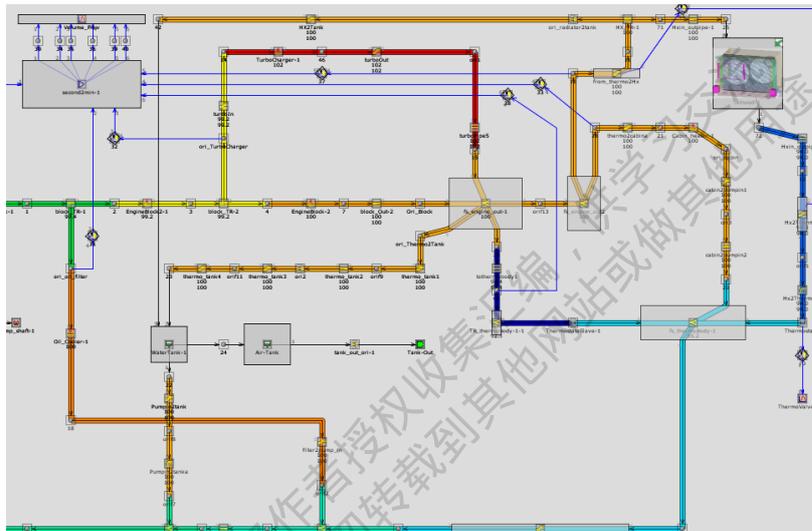


图 3.3 爬坡工况冷却系统水温分布（基础车）

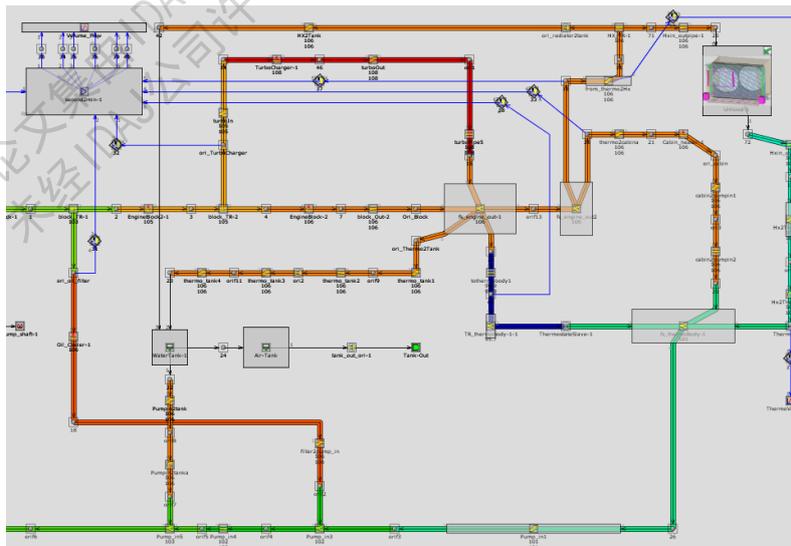


图 3.4 爬坡工况冷却系统水温分布（方案二）

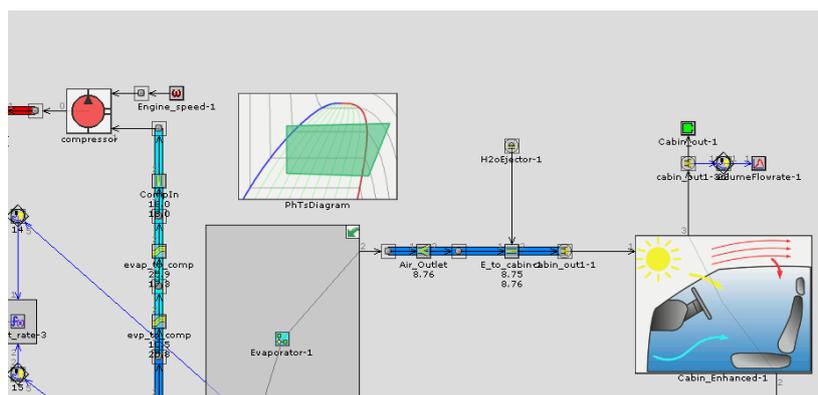


图 3.5 爬坡工况空调制冷系统温度分布（方案二）

从分析结果可知，封闭部分格栅后，两种方案的散热元件风量随之降低，进而发动机出水温度上升了 $6\sim 7^{\circ}\text{C}$ ，但仍然在要求范围内。而空调出风温度影响较小。

4 总结

本文主要研究整车风阻、机舱热管理性和空调性能的之间的关系，使性能达到合理的平衡。通过减小机舱进风量的手段来降低风阻时，由于散热元件换热能力下降，导致水温出现上升，但仍然可以找到一个平衡的方案，在降低风阻的同时，还能够保证发动机出水温度及空调制冷性能在要求范围内。

5 参考文献:

- [1]. 王福军，计算流体动力学分析—CFD 软件原理分析与应用[M]，清华大学出版社，2008
- [2]. GT-SUIT 帮助文档。



艾迪捷信息科技（上海）有限公司

IDAJ-China Co., Ltd.(Shanghai Office)

ADD: 上海市浦东新区张杨路620号中融恒瑞国际大厦东楼2001室 200122

TEL: +86-21-5058-8290 5058-8291 5830-5080

FAX: +86-21-5058-8292

IDAJ-China Co., Ltd.(BeiJing Office)

ADD: 北京市朝阳区光华路甲14号诺安基金大厦1601室(16楼) 100020

TEL: +86-10-6588-1497 6588-1498

FAX: +86-10-6588-1499

技术支持: support@idaj.cn 公司网址: <http://www.idaj.cn> E-mail: info@idaj.cn



IDAJ-China



IDAJ艾迪捷