

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.09.007

基于平台模块化的汽车车身后期优化技术研究

袁焕泉, 陈 东, 张 琪, 刘向征

(广州汽车集团股份有限公司 汽车工程研究院, 广东 广州 511434)

摘要:针对 CAE 分析常滞后于产品开发,无法有效支持平台模块化搭建前期车身刚度模态性能保持在目标值内的问题,对广汽自主某 B 级平台某款乘用车进行了研究,利用网格变形技术,完成了详细工程数据发布前,跨平台 B 级车向 C 级车的快速变形,利用灵敏度分析和多目标优化分析,对变形后的目标车型进行了车身弯扭刚度和弯扭模态的性能优化。基于灵敏度分析结果和性能优化结果进行了车身轻量化分析,通过刚度模态试验台对车身详细工程数据进行了测试,对比分析了试验结果与 CAE 分析结果。研究表明,采用该技术后,传统多人力且超过两周的车身建模时间可以缩短至单人 1 h 以内,车身刚度模态性能提升超过 6% 的同时减重 8.9 kg,为产品进入后续详细设计阶段的性能保证提供了帮助,提高了 CAE 分析技术在平台模块化开发中的重要性。

关键词:模块化;网格变形;灵敏度;多目标优化;前期优化;CAE

中图分类号:TH164;TP202

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)09-1181-06

Previous optimization of car body based on platform and modularization

YUAN Huan-quan, CHEN Dong, ZHANG Qi, LIU Xiang-zheng

(Automotive Engineering Institute, Guangzhou Automobile Group Co., Ltd, Guangzhou 511434, China)

Abstract: Aiming at the problem that CAE analysis always falls behind the product development and can't support the car body stiffness modal performance to reach the target value during the prime of platform modular modeling, a research on one B-platform model sedan of GAC was made. Firstly, before the detailed engineer data is published mesh morph method was used to convert a B-platform sedan to a C-platform sedan. Secondly, sensitivity analysis method and multi-objects optimization method were used to optimize the stiffness modal performance of the new-born sedan. Thirdly, sensitivity analysis method and performance optimization method were applied to make a weight-lighting analysis. Fourthly, stiffness mode experiment was used to test the body detailed engineer data and a comparison between the experiment result and the analysis result was made. The results indicate that the car body modeling time which used to be more than two weeks by several persons in traditional way, can be reduced to one hour by one person, and the car body stiffness modal performance is increased by 6%, at the same time the weight is reduced by 8.9 kg, all of these guarantee the car performance in the later product detailed design process, thus CAE analysis will play a more important role in the automobile platform modular development.

Key words: modularization; finite elements morph; sensitivity; multi-objects; the previous optimization; CAE

0 引 言

随着汽车工业的不断发展以及市场对产品性能和价格的严苛要求,传统的产品开发战略已经不能完全适应市场形势与消费者需求的发展^[1]。为此,全球各大巨头公司投入了大量的精力来制定战略和规划平台化、模块化,以满足社会 and 用户对产品多样化的需求,同时又能高质量、高效率和低成本地开发出各类汽车^[2-3]。广汽自主根据全球汽车发展趋势,结合自身优

势创新性地提出了自主车型开发生产的跨平台模块化体系架构 G-CPMA 先进方法,其中 CAE 分析在该体系架构中发挥了重要作用。

广汽自主平台模块化体系架构 G-CPMA 要求新项目在预研或概念阶段即完成平台之间的快速切换,其中车身总体刚度模态性能进入详细设计阶段之前需要满足目标值要求,然而工程样车出来之前设计工程师无法验证车身性能,设计较被动,需要 CAE 分析尽早介入,目前传统的 CAE 分析方法需要待详细 CAD

收稿日期:2015-03-20

作者简介:袁焕泉(1966-),男,广东广州人,工程师,主要从事汽车车身结构方面的研究。E-mail:yuanhq@gaei.cn

数据发布后开展,而该阶段已进入车辆开发的详细设计阶段,可优化空间较小,车身刚度、模态等性能难以响应平台模块化在预研或概念阶段即达到目标值的高要求。对此,一套快速且能尽可能早地介入到产品开发前期的 CAE 技术显得非常重要。

本研究对基于平台模块化的汽车车身前期优化技术进行研究和分析。

1 前期优化技术介绍

为响应全球汽车发展趋势,CAE 分析技术也在快速向前发展,其中前期优化技术方面发展尤为突出。以车身优化分析为基础^[4-5],目前相对成熟且逐渐被采用的一套方法是:首先,通过网格快速变形技术,在现有车型或平台基础上根据新平台的边界条件(CAS 面和整车参数),实现车身轴距、轮距的拓宽或变窄,上车体向目标 CAS 面的贴合等^[6-7];其次,建立基于结构形状变化和厚度变化的参数化模型^[8];然后,提取样本点,建立近似模型;最后,开展相应的灵敏度分析和多目标优化分析^[9],优化新平台或同平台目标车型的车身性能,确保产品开发前期车身各项性能满足目标值,同时重量控制在合理范围,从而在现有平台车型的基础上即完成对目标车型性能和重量的控制,大大缩短产品开发周期^[10],有效支持平台车型及平台间的快速转换。

2 前期优化技术路线的确定

针对平台模块化开发策略,前期优化技术为了较早介入到产品开发预研或概念设计阶段,需要确定好技术路线,如基础车型的确定、目标车型的整车参数和造型面的确定、基础平台车型切换到目标车型同时保证数据工程可制造性的网格变形、目标车型参数化模型的建立、样本点的提取、近似模型的建立等^[11-14],具体实施路线如图 1 所示。

3 应用实例

本研究以某平台某款轿车为例,通过前期优化技术,成功将某 B 级平台轿车快速变形至 C 级平台轿车,最终,车身刚度模态性能较 B 级轿车提升的同时重量降低 8.9 kg。

3.1 网格变形

根据目标参数、造型面等边界条件,需要将基础模型轴距加长、轮距加宽以及尾部平滑处理等网格变形得到目标车型。本研究借助目前主流的网格变形工具 MeshWorks,利用其 Morpher 模块,通过建立“控制块”的方式,改变其包含区域节点坐标实现网格快速变形,

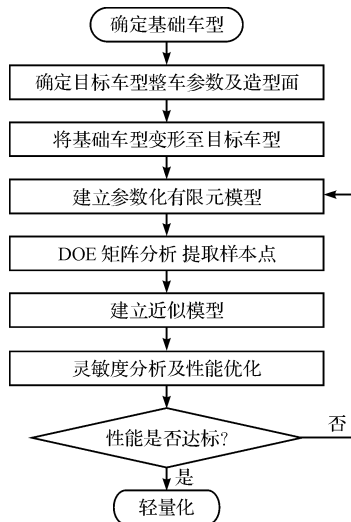


图 1 前期优化技术分析流程图

原有的属性、载荷、连接关系等均不发生改变。“控制块”方式的网格变形原理是建立实体的控制块,形成“固定区”、“控制区”和“缓冲区”3 部分,固定区负责限制约束部分,缓冲区负责变形部分,控制区相对灵活,根据需要变化的区域和幅度进行调整。

基于此原理,为了保证硬点位置准确,分 3 步进行:首先进行轴距加长,其中 B 柱作为车身 H 结构中的关键,位置不变,设为固定区,B 柱之前的门框区域向前延伸,之后的门框区域向后延伸,因此 A 柱和 C 柱附近区域作为控制区,前后悬部分作为缓冲区;其次进行轮距加宽,按上述原理,以 $Y=0$ 平面为固定区,两边加宽;最后进行尾部平滑处理从而得到目标车型。

轴距加长变形控制图如图 2 所示。

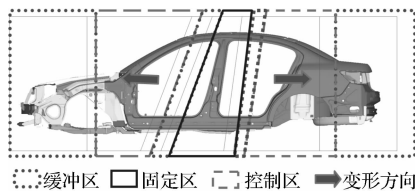


图 2 基础模型轴距加长变形控制图

3.2 参数化有限元模型的建立

车身钣金的结构形状与厚度构成了车身的最基本要素,是影响整车性能的决定性因素,因此,参数化有限元模型的建立主要围绕车身结构形状和板材厚度。然而车身结构形状中接头的强弱往往对车身刚度模态性能的影响最明显,因此,形状参数首先围绕白车身 7 个接头建立,其次,本研究根据车身重要部位的梁结构形状及布置形式,将 A 柱、B 柱、门槛梁、顶盖边梁、顶盖横梁、前后纵梁、前后地板横梁等车身关键梁结构定义为形状参数,厚度参数主要围绕对整车性能影响较大的钣金件,如前流水槽区域、前防火墙、A 柱内外板、

B柱内外板、顶盖边梁内外板、中通道、座椅横梁加强板、后纵梁加强板、C柱内板、侧围加强板、后轮罩内外板、顶盖横梁加强板等,根据具体情况适当增减。

白车身7个关键接头指示图如图3所示。

3.3 DOE 矩阵分析

DOE 矩阵分析即试验设计 (design of experiment), 是以概率论和数理统计为理论基础,经济地、科学地安排试验的一项技术。通过 DOE 分析,能够有效抽样,系统研究设计空间,避免信息冗余。考虑因子水平分布的均匀性,本研究选择优化拉丁方法提取样本点,数目根据定义的设计变量总数以及近似模型类型而定,一般不少于 $2n + 1$ 个 (n 为设计变量数)。本研究设置形状

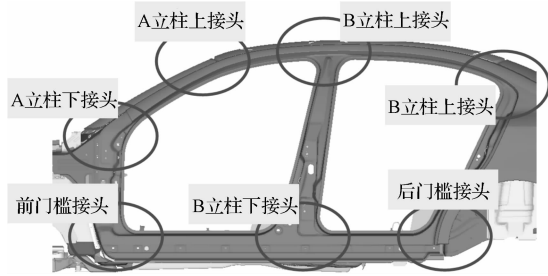


图3 白车身7个接头指示图

参数 18 个,厚度参数 16 个,共 34 个参数,为平衡近似模型精度及计算优化时间,采用响应面近似模型模拟,样本点数推荐 69 个,为方便统计,取整 70 个样本点。

部分样本点对应的参数取值如表 1 所示。

表 1 DOE 矩阵分析结果

设计变量	11A_Joint_low	12A_Joint_up	13RoofRail_inner_L	...	42LW_rr_inner_thickness	43rear_rail_thickness	44RF_mid_CB_thickness
1	18.47	19.49	5.17		0.749 2	1.262 7	1.245 8
2	0.68	0.68	10.93		0.918 6	1.025 4	1.186 4
3	8.31	11.86	6.53		0.735 6	1.483 1	1.432 2
4	3.73	-7.97	-1.61		0.789 8	1.161	1.194 9
...				...			
66	4.75	1.19	12.63		0.6	1.152 5	1.211 9
67	-1.86	-0.85	6.86		0.755 9	1.093 2	1.093 2
68	13.9	5.25	4.15		0.776 3	1.296 6	1.169 5
69	11.36	11.36	2.8		0.823 7	1.398 3	1.389 8
70	16.44	-8.98	7.54		0.640 7	1.406 8	1.237 3

3.4 近似模型的建立

考虑车身刚度模态性能的线性特性,本研究建立一阶响应面 (RSM) 近似模型。笔者通过 DOE 分析完成设计变量样本点的选取后,将 DOE 矩阵表导入到 MeshWorks,生成 70 个计算文件,提交计算,读取刚度、模态和质量结果。在 Isight 软件环境下,笔者将所有设计变量定义为输入 (X),各个计算样本点对应刚度、模态和质量定义为输出 (Y),拟合性能关于设计变量的函数关系,即完成响应面近似模型的建立。

为判断响应面模型精度,笔者进行误差分析,采用均值法,如下式所示:

$$Average = \sum \left\{ \frac{(xi_2 - xa_1)}{xa_1} + \frac{(xi_2 - xa_2)}{xa_2} + \dots \right\} \quad (1)$$

式中: xi —预测值; xa —实际值; n —样本数;平均值 $Average$ 越小表示响应面精度越高,默认接受水平是 0.2。

经分析,质量与设计变量之间建立的响应面模型精度最高,误差平均值为 0.02,其次是弯曲刚度、扭转刚度和一阶弯曲模态,误差平均值分别为 0.05、0.06 和 0.07,相对较差的是一阶扭转模态响应面近似模型,误差平均值接近上限,达到 0.16,但仍在接受水平范围内,精度可靠,响应面近似模型误差分析结果如图 4 所示。

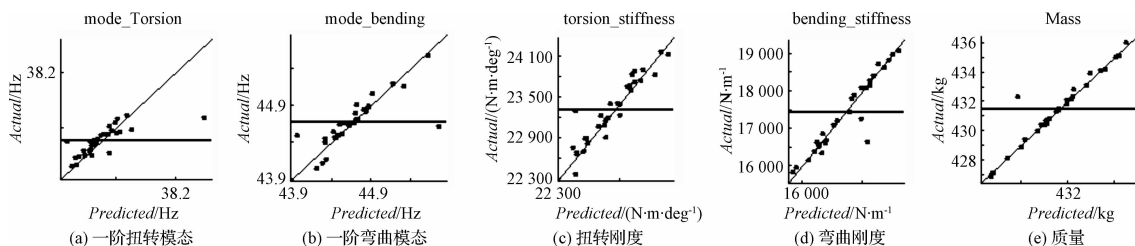


图4 响应面近似模型误差分析结果

3.5 灵敏度分析及性能优化

灵敏度分析可以有效判断影响刚度模态性能的设计

变量^[15],从定性的角度指导产品开发。从数学意义上可以理解为:若函数 $F(x)$ 可导,其一阶灵敏度即因

变量对自变量的一阶导数,如下式所示:

$$S = (F)_j = \frac{\partial F(x)}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中: $F(x)$ —所关注的刚度模态性能及质量, x —设计变量。

因此,各个性能对设计变量的灵敏情况可以根据响应面近似模型得到。其中,对弯曲刚度影响较大的设计变量依次为:门槛梁宽度、轮罩板厚度,顶盖横梁内板,后纵梁内板厚度等;对扭转刚度影响较大的设计变量依次为:后行李箱前横梁宽度、顶盖纵梁内板,C柱内板厚度,顶盖纵梁内加强板厚度,B柱宽度等;对一阶扭转模态影响较大的设计变量依次为:B柱宽度、A柱下接头,A柱内板厚度,后纵梁厚度等;对一阶弯曲模态影响较大的设计变量依次为:A柱下接头、B柱宽度、顶盖纵梁内板厚度、C柱下接头、顶盖前横梁厚度等,弯曲刚度灵敏度 Pareto 图如图 5 所示。

根据灵敏度分析结果可以判断,不同的设计变量对性能影响的程度不一样,因此,本研究在定义目标函

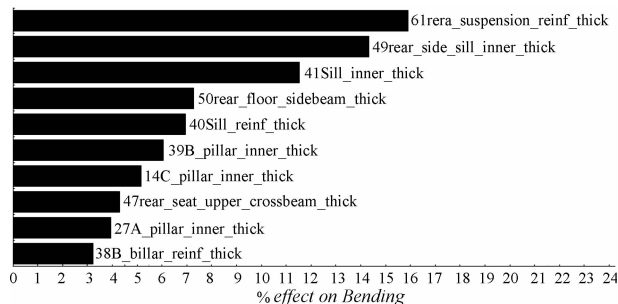


图 5 弯曲刚度灵敏度 Pareto 图

数时采取不同的优化策略以求达到最优效果,优化策略如表 2 所示。其中:优化策略一,将弯扭刚度定义为目标函数,模态和质量作为约束条件,寻找刚度极大值;优化策略二,将弯扭模态定义为目标函数,刚度和质量作为约束条件,寻找模态极大值;通过这两套优化方案的分析可以得到刚度模态性能的上限以及对应质量的最小值,进而通过优化策略三,限制质量,将刚度模态作为目标函数,从而得到较优的性能和较低的质量。

根据不同的优化策略得到的优化结果如表 3 所示。

表 2 优化策略(以提高性能为目的)

优化策略	目标函数	约束条件	设计变量	优化算法
一	弯扭刚度 = MAX	弯扭模态 > 基础模型 质量 < 基础模型	所有参数	NSGA- II
二	弯扭模态 = MAX	弯扭刚度 > 基础模型 质量 < 基础模型	所有参数	NSGA- II
三	弯扭刚度 = MAX 弯扭模态 = MAX	质量 < 上两轮最小值	所有参数	NSGA- II

表 3 优化结果

优化结果	扭转刚度/(N·m·deg ⁻¹)	弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)	扭转模态/Hz	弯曲模态/Hz	质量/kg
基础模型	22 508	17 621	38.13	44.26	398.1
策略一	23 859	19 039	38.11	44.52	398.0
策略二	22 857	17 943	39.94	45.5	398.1
策略三	23 976	18 373	40.1	45.5	398.0
目标值	> 18 000	> 18 000	> 40	> 40	

3.6 轻量化分析

通过采取不同的优化策略并经过三轮优化,弯扭刚度和弯扭模态较目标车型均有提升,但重量仍处在同一水平,为实现性能提升重量降低的目标,还需进行结构轻量化。根据灵敏度分析结果,笔者重新建立参数化模型,将灵敏度较高和反向影响的参数保留,定义碰撞影响较小的厚度参数作为设计变量,新的目标函数为车身质量、约束刚度和模态性能,按式(3)进行模型优化分析^[16]:

$$\begin{cases} f(x) = \min \\ g_j(x) \leq 0 (j = 1, 2, \dots, m) \\ \mathbf{X}_L \leq \mathbf{X} \leq \mathbf{X}_U, \mathbf{X} = (X_1, X_2, \dots, X_n)^T \end{cases} \quad (3)$$

式中: $f(x)$ —目标函数,是车身结构质量函数; $g_j(x)$ —约束函数,包括刚度和模态约束条件; \mathbf{X} —设计变量; $\mathbf{X}_L, \mathbf{X}_U$ —对应设计变量的下限和上限。

经过迭代,性能满足约束条件的情况下,重量降低约 8.9 kg,轻量化分析结果如表 4 所示,具体减重方案如表 5 所示。

表 4 轻量化分析结果

优化结果	扭转刚度/(N·m·deg ⁻¹)	弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)	扭转模态/Hz	弯曲模态/Hz	质量/kg
目标车型	23 976	18 373	40.1	45.5	398.0
轻量化	24 404	19 143	41	45.6	389.1
目标值	> 18 000	> 18 000	> 40	> 40	< 390

表 5 设计变量减重优化前、后对比

设计变量	初始值/mm	优化值/mm	变化率/%	设计变量	初始值/mm	优化值/mm	变化率/%
DV1	1.2	1.0	-16.7	DV20	1.2	1.5	+0.25
DV3	1.2	1.0	-16.7	DV23	1.2	1.0	-16.7

(续表)

设计变量	初始值/mm	优化值/mm	变化率/%	设计变量	初始值/mm	优化值/mm	变化率/%
DV4	1.2	1.0	-16.7	DV24	1.2	1.0	-16.7
DV5	1.0	0.7	-30	DV25	0.7	0.8	+14.3
DV6	1.0	0.7	-30	DV26	0.7	0.6	-14.2
DV8	1.5	1.2	-20	DV27	1.2	1.0	-16.7
DV10	1.5	1.2	-20	DV28	1.0	0.8	-20
DV11	1.5	1.2	-20	DV29	1.2	1.0	-16.7
DV13	1.5	1.2	-20	DV30	1.2	1.0	-16.7
DV15	2.0	1.5	-25	DV31(形状)	0	3	
DV16	2.0	1.8	-10	DV32(形状)	0	10	
DV19	2.0	1.8	-10	DV34(形状)	0	8	

4 实验及结果分析

为判断前期优化结果与后续发布的详细工程数据是否一致,进而判断该前期优化方法的实际指导意义,需待详细工程数据发布后,开展相应的刚度试验和车身自由模态试验。其中,弯曲刚度试验通过台架约束车身前后悬架位置,乘员舱内前后排座椅安装点施加垂向载荷,监测左右门槛梁下方 Y 向对称位置,通过 X 向间隔约 100 mm 的距离布置监测点,从而获取车身受力时的门槛位移,进而根据下式得到车身整体弯曲刚度:

$$K_B = F_B / d_B \quad (4)$$

式中: K_B —弯曲刚度值, N/mm ; F_B —施加在座椅位置的力, N ; d_B —在弯曲负荷 F_B 作用下左、右门槛梁 Z 向最大位移的平均值, mm 。

扭转刚度试验通过台架约束车身后悬安装点,前

悬左、右安装点反向加载形成扭矩,获取加载点位移,从而根据下式得到车身整体扭转刚度:

$$K = \frac{T}{\alpha} = \frac{Fd_2}{\arctan(d_1/d_2)} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \quad (5)$$

式中: K —扭转刚度, $N \cdot m/^\circ$; T —扭矩, $N \cdot m$; F —施加在前桥塔中心的力, N ; d_1 —在扭矩 T 作用下的左、右前桥塔中心的 Z 向相对位移, m ; α —扭转角, $^\circ$; d_2 —左、右前桥塔中心之间的距离, m 。

模态试验采用 4 条弹性绳将白车身悬吊,使车身趋于水平,同时保证车身与橡胶绳形成的刚体模态频率与白车身的一阶弹性频率比值处于较小水平,通过激振器激励车身关键部位,激励频率由低到高,通过数据采集仪获取白车身弯扭模态。

本研究通过上述刚度和模态试验,得到对应的弯扭刚度和弯扭模态试验值,结果如表 6 所示。

表 6 刚度模态试验结果

	扭转刚度/ $(N \cdot m \cdot \text{deg}^{-1})$	弯曲刚度/ $(N \cdot \text{mm}^{-1})$	扭转模态/Hz	弯曲模态/Hz
CAE 优化	24 404	19 143	41	45.6
试验值	23 509.2	20 711.2	40.55	46.46
偏差	-3.67%	8.2%	-1.09%	1.88%

结果显示,扭转刚度试验值与 CAE 优化值偏差 5% 以内,扭转模态和弯曲模态偏差在 2% 以内,表现出较高的一致性,弯曲刚度偏差达到 8.2% 但低于 10%,处于可接受水平,其偏差偏大的原因可能是:① CAE 分析布点的位置与试验采集监测点的位置不一致;②加载时简化方式存在区别导致。后续要提高弯曲工况下 CAE 分析与试验的一致性,需要尽可能地保证 CAE 模拟方式与试验加载方式及布置监测点的一致。总体来看,该前期优化方法较好地保证了车身刚度模态性能在车身开发预研或概念阶段的水平,为后续详细设计提供了设计方向,能够有效指导后续产品开发。

5 结束语

本研究利用网格变形技术完成基础车型向目标车型的快速转换,实现 CAE 分析先于 CAD 详细数据发布,在概念设计阶段甚至预研阶段即开展相关分析工作,可以有效避免后期设计的盲目性和不合理性,在平台模块化架构建设中发挥更大作用。

本研究将多种参数类型同时应用到模型中,结合 DOE 分析、灵敏度分析和多目标优化技术,一方面保证优化精度的同时节省优化时间,另一方面,在定性指

(下转第 1217 页)

本文引用格式:

袁焕泉,陈东,张琪,等. 基于平台模块化的汽车车身前期优化技术研究[J]. 机电工程,2015,32(9):1181-1185,1217.

YUAN Huan-quan, CHEN Dong, ZHANG Qi, et al. Previous optimization of car body based on platform and modularization[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015,32(9):1181-1185,1217.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>