

应用 DOE 功能对汽车传动比优化仿真

Optimization of transmission gear by Using DOE

赵永坡 吕晓明

(长城汽车股份有限公司技术研究院 CAE 部 071000)

摘 要： 汽车的传动比作为同时影响动力性和经济性的因素之一，对其进行优化可以最大限度的满足整车的要求，采用 GT-driver 软件的 DOE 功能利用区间优化算法对长城某车型的传动比进行优化，优选出最佳的匹配结果。

关键词： 传动比，优化，DOE

Abstract： The transmission gear is a factor influence the power and fuel economy performance. A GW vehicle 's transmission gear is optimized by DOE function of GT-driver software and section optimization arithmetic. A reasonable result is obtained.

Key words： transmission gear, optimization, DOE

1 前言

汽车作为一种运输工具，运输效率的高低在很大程度上取决于汽车的动力性，所以，动力性是汽车各种性能中最基本、最重要的性能。动力性的好坏，直接影响到汽车在城市和城际公路上的使用情况。而在石油价格持续上涨的今天，降低油耗则成为我们工作迫切的需要，燃油经济性好，可以大大降低汽车的使用费用、节约能源。动力性和经济性受到各国政府、汽车制造企业和使用者的高度重视，是当前消费者购车参考的重要指标。

汽车的动力性和经济性具有几乎相同的影响因素，整车重量、传动比、效率、发动机输出特性、风阻、迎风面积等，这两项性能在整车设计中对某些因素的要求是相互矛盾的，一般来说，汽车设计中整车重量、造型、发动机等决定动力性和经济性的因素是确定的，不会为了满足整车的这两项指标而改变，为了达到动力性和经济性的匹配效果最好，大部分通过优化传动比的方式。

应用传统的工具对汽车传动比设计优化，计算量庞大，一般采用只对主减速比优化，并且减少约束条件和优化目标变量，随着计算软件的应用，可以更详细的构建计算模型，从而得到更加理想的结果。

2 基本理论

2.1 动力性、经济性评价指标

汽车的动力性主要由三方面的指标来评定，即：最高车速、加速时间（原地起步加速时间和超

车加速时间)和最大爬坡度。装有有级式固定传动比变速器汽车的行驶方程式为：

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (1-1)$$

$$\text{即} \quad \frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{r} = Gf \cos \alpha + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + G \sin \alpha + \delta m \frac{du}{dt} \quad (1-2)$$

功率平衡方程式为：

$$P_e = \frac{1}{\eta_T} \left(Gf \cos \alpha + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} + G \sin \alpha + \delta m \frac{du}{dt} \right) \frac{u_a}{3600} \quad (1-3)$$

式中， F_t - 驱动力，N； F_f - 滚动阻力，N； F_w - 空气阻力，N；

F_i - 坡度阻力，N； F_j - 加速阻力，N； T_{tq} - 发动机转矩，Nm；

i_g - 变速器传动比； i_0 - 主减速器传动比； η_T - 传动系统机械效率；

r - 车轮滚动半径，m； f - 滚动阻力系数； α - 道路坡度角；

C_D - 空气阻力系数； A - 迎风面积，m²； u_a - 车速，km/h；

δ - 旋转质量换算系数； $\frac{du}{dt}$ - 车辆加速度，m/s²； P_e - 发动机功率，kW。

燃油经济性常用等速行驶百公里燃油消耗量和多工况循环行驶工况的百公里燃油消耗量来评价。车辆等速燃油消耗量的计算方法：

$$Q_s = \frac{Pb}{1.02 u_a \rho g} \quad (1-4)$$

式中， Q_s - 等速燃油消耗量，L/100km； P - 阻力功率，kW；

b - 燃油消耗率，g/kWh； ρ - 燃油密度，kg/L。

循环工况的百公里燃油消耗量表示为：

$$Q_s = \frac{\sum Q}{s} \times 100 \quad (1-5)$$

式中， Q_s - 百公里燃油消耗量，L/100km；

$\sum Q$ - 所有过程油耗量之和，L；

s - 整个循环的行驶距离，km。

2.2 汽车变速器速比的优化方法

用区间数表示需要共享的实际变量，则最大可行区间的问题可以表述为扩大设计变量区间数的

宽度问题。令 x_i 为共享设计变量，则求最大共享区间问题的数学模型，即是求最大可行区间问题的数学模型，即是求最大可行区间宽度的优化问题。在一定的约束条件下，其数学模型为：

$$\max \omega = \sum_{i=1}^l \alpha_i \omega_i(X_i)$$

满足约束条件

$$F(X_1, X_2, \dots, X_l) \leq c$$

$$X_i \subseteq X_i' \quad i = 1, 2, \dots, l$$

其中， $F(\dots)$ 为约束区间函数， c 为约束区间函数的限制值， α_i 为权系数， l 为区间变量总数， $\omega_i(X_i)$ 为第 i 个区间数的区间宽度， X_i' 可行区间变量 X_i 的约束区间数， $X_i' = [\underline{X}_i', \overline{X}_i']$ 。

上述模型描述的是区间扩张的逆问题，及规定函数的值域区间求定义域区间的问题，在约束函数为凸函数时，有确定的解。

求解上述模型得到的可行区间宽度有时较窄，为了改善效果，引入“条件预优概念及方法”，也就是把影响实值函数 $F(x_1, x_2, \dots, x_l, x_{l+1}, \dots, x_n)$ 的变量及参数分为两类，其中 $x_1, x_2, \dots, x_l$ 为一类，叫做关键变量，我们关心这些变量的可行变化区间 $[\underline{X}_i, \overline{X}_i]$ ，而不关心它们取什么确定值；此外，我们把影响目标函数值的其他变量及参数在一定的范围内变动，这些扩大的变量称作为条件变量。

我们采用对条件变量优选的方法，即求 $x_{l+1}, x_{l+2}, \dots, x_n$ 使

$$\min F(x_1, x_2, \dots, x_l, x_{l+1}, \dots, x_n)$$

求解模型时，对应于每一组 $z = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T$ 时，有一组对应的最优变量 $y^* = [x_{l+1}^*, x_{l+2}^*, \dots, x_n^*]^T$ ，我们把 y^* 称为预优条件变量，把这一类运算成为“条件预优运算”。通过条件预优运算，能明显地提高与改善优化效果，即

$$F(x_1, x_2, \dots, x_l, x_{l+1}^*, \dots, x_n^*) \leq F(x_1, x_2, \dots, x_l, x_{l+1}, \dots, x_n)$$

若我们把上述预优概念引入模型，那么就可以扩大关键变量允许选取的范围，改善最大可行区间的求解效果。也就是说，在满足性能要求的前提下，扩大关键变量的区域。这样可导出改进的模型如下：

求 $z = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T$ 使

$$\max \omega = \sum_{i=1}^l \alpha_i \omega_i(X_i)$$

求 $y^* = [x_{l+1}^*, x_{l+2}^*, \dots, x_n^*]^T$ 使

$$\min F(x_1, x_2, \dots, x_l, x_{l+1}, \dots, x_n) \leq c$$

$$x_i \subseteq X_i' \quad i = 1, 2, \dots, l$$

$$X_j \subseteq X_j' \quad j = l+1, l+2, \dots, n$$

其中 X_j' 为条件变量的约束区间数, $X_j' = [X_j', \overline{X_j'}]$; n 为变量总数(包括关键变量和条件变量)。

在具体计算传动系参数最大可行区间问题时, 设计变量取变速器各档速比, 表示为 $x(i)$, $i=1, k_n$ (k_n 为前进档位数), 目标函数一般为汽车多工况循环模式的燃油消耗量 Q_s 。约束条件主要包括: 汽车的动力性要求和变速器各档速比间隔的要求。

汽车的动力要求包括 档最大爬坡度 i ; 最高档车速 $V_{\max}$;

即 $i_l < i < i_h$; $V_{\min} > v$

i_l, i_h 为最大爬坡度的下限和上限值; v 为最高车速的下限值;

相邻档位的速比比值要求如下:

$$I_l < \frac{i(X+L)}{i(X)} < I_h$$

$$\frac{X(i+1)}{X(i+2)} < \frac{X(i)}{X(i+1)}$$

式中, I_l, I_h ——分别为相邻速比间隔的下限和上限值。

同时校核附着条件, 即最大牵引力必须小于或等于汽车在地面上的附着力:

$$\frac{T_{em} \cdot I_0 \cdot I_1 \cdot \eta_t}{R_k} \leq Z_\varphi \cdot \varphi$$

式中 φ ——道路附着系数;

Z_φ ——驱动轮上的法向反作用力, N。

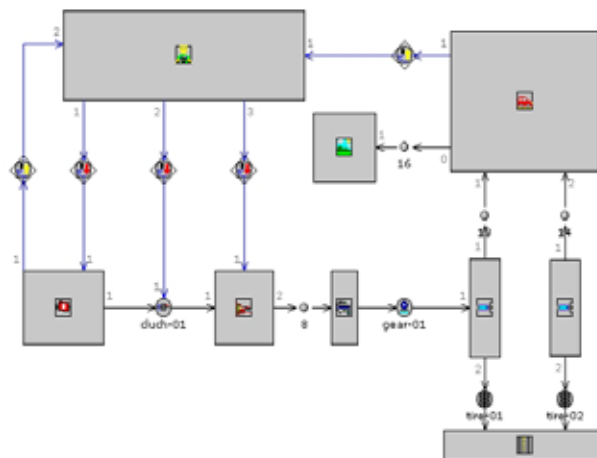
3 分析过程

以长城公司的某车型为例, 采用 GT-driver 软件中的 DOE 功能, 可以充分考虑动力性、经济性的约束条件, 采用传动比的优化区间算法, 以速比比值 q 限定各档位的区间, 各档位在区间内变化,

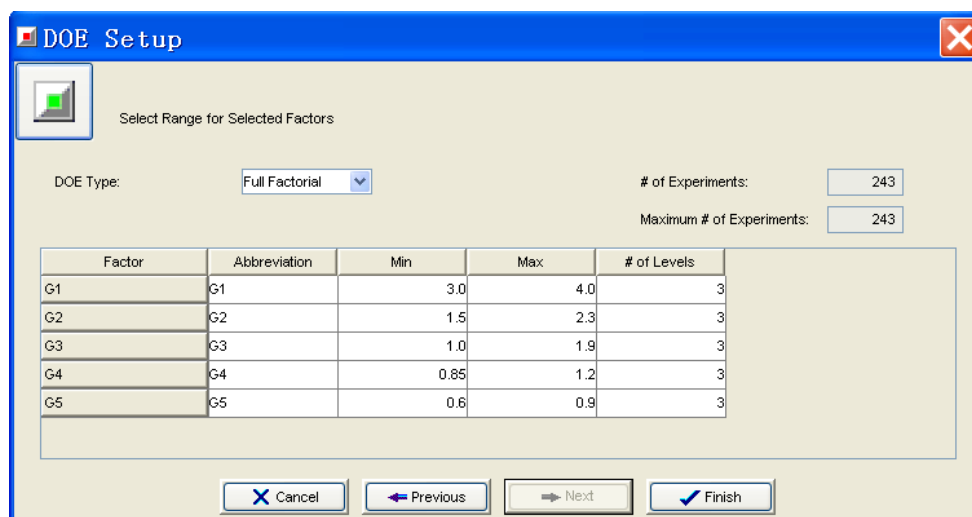
在满足动力性约束条件的情况下,使 NEDC 循环工况的油耗最小,即求 $\min(Q(q, I_1, I_2, I_3, I_4, I_5))$ 。

3.1 分析模型

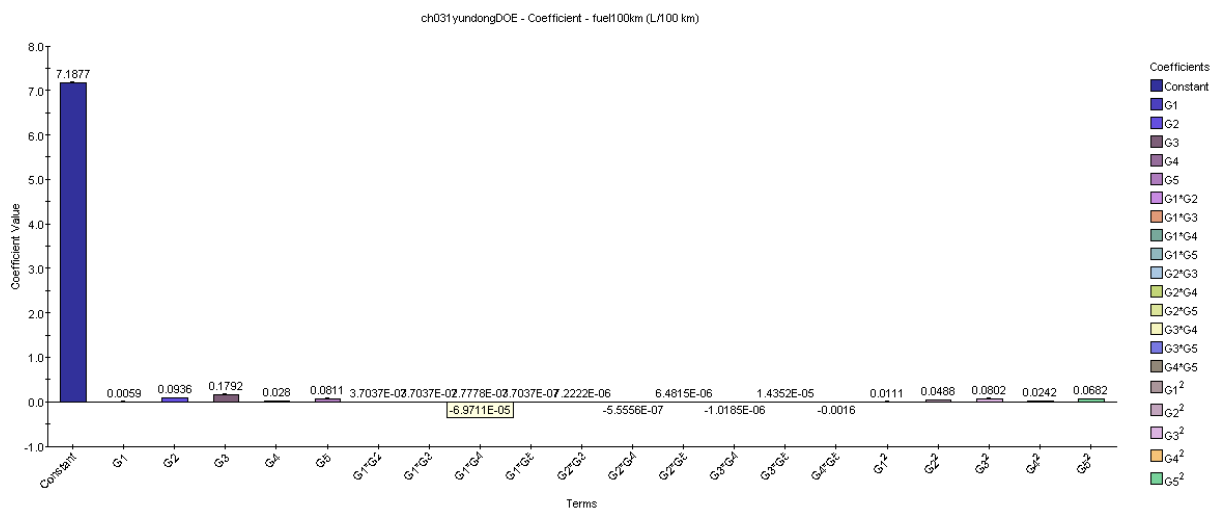
应用 GT-driver 构造的整车分析模型如图：



DOE 设置如下图：



软件通过构造优化函数，各变量的系数如下图所示：



3.2 分析结果

通过 GT-driver 软件的后处理功能，各变量在自己给定的区间内取值，通过优化函数得出长城

某车型在满足动力性条件约束情况下的最小 NEDC 循环工况的油耗和在该油耗下的变速器各档位传动比如下表所示：

主减比	档位	速比范围	各档位速比	循环工况油耗	爬坡度	最高车速	加速时间
4.0	一	3.0-4.0	3.2	7.04L	35.7%	175.6 Km/h	12.50s
	二	1.6-2.3	1.6				
	三	1.0-1.9	1.0				
	四	0.85-1.2	0.85				
	五	0.6-0.9	0.7				

4 总结

- (1) 动力性和经济性的优化可以根据整车的定位不同将约束条件和优化目标相互转化。
- (2) 传统的计算方法很难对所有档位传动比进行考虑,采用软件计算可以使优化工作事半功倍。
- (3) 选择各档位的区间应该合理,各档位的比值过大会造成换档困难,随着档位的提高,相邻两档的速比比值应逐渐降低。
- (4) 在最终确定传动比时,一定要考虑转矩适应性系数,避免汽车在低速行驶时,稳定性变差,换档次数增多。

6 参考文献

- [1] GBT12545.1--12545.2-2001 乘用车及商用车燃料消耗量试验方法
- [2] GT-ISE User ' s Manual ,Gamma Technologies.Inc
- [3] Run Menu Features and Template Reference Manual , Gamma Technologies.Inc