

Simulation and Calculation of Single and Double Rear Axle Drive System based on AVL Cruise

Peng Bangwen

Hunan Automotive Engineering Vocational College, Zhuzhou

Abstract: This paper introduces the theory about Automobile, Powertrain model was set of curves about drive single axle and bearing with double axle to simulate actual status. The author analyses the dynamic, economic performance about six different types and Select the best scheme and proved by experiment. The result help the vehicle designers optimize their design, meanwhile save design time.

Key words: Dynamical system; Vehicle model; Performance studies

Received: 2020-05-20; Accepted: 2020-06-04; Published: 2020-06-10

基于 AVL-Cruise 的单双后桥驱动动力系统的仿真计算研究

彭邦文

湖南汽车工程职业学院，株洲

邮箱: bwp_609@126.com

摘 要: 本文介绍了汽车性能分析理论, 应用 AVL-Cruise 对单后桥驱、双后桥承载的整车动力传动系统进行建模, 并模拟实际使用工况进行了动力性及经济性仿真计算, 对比分析六种初选配置下整车的动力性和经济性, 优选出最佳配置方案, 并进行了试验验证。新建整车模型可有效地对模拟整车性能, 节省设计时间。

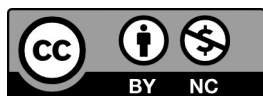
关键词: 动力系统; 整车模型; 性能研究

收稿日期: 2020-05-20; 录用日期: 2020-06-04; 发表日期: 2020-06-10

Copyright © 2020 by author(s) and SciScan Publishing Limited

This article is licensed under a [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/).

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>



1 研究目的

在整车适应性匹配及动力系统设计时,建立有效的整车及动力系统数学及力学模型,进行模拟计算,研究各主要部件对整车性能的影响及各部件参数之间的相互关系,可以为设计人员提供理论依据,同时可大大地缩短研制工作周期,节省项目试验费用。

2 重卡动力装置匹配原理

2.1 最高车速

最高车速是汽车动力性能的主要评价指标,最高车速是指在水平良好的路面(混凝土或沥青)上汽车能达到的最高行驶速度。

由功率平衡方程(或功率平衡图)汽车运动阻力所消耗的功率有滚动阻力功率 P_f 、空气阻力功率 P_w 、坡度阻力功率 P_i 和加速阻力功率 P_j ,则汽车功率平衡方程为:

当最高档的功率曲线与阻力功率曲线相交时,对应车速即为车辆的最高车速 u_a :

$$P_e = \frac{1}{\eta_T} (P_f + P_w + P_i + P_j) \text{ 或 } P_e = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{Gfu_a}{3600} + \frac{C_D Au_a^3}{76140} + \frac{Giu_a}{3600} + \frac{\delta mu_a}{3600} \frac{du}{dt} \right)$$

根据功率平衡方可以求得:

G ——整车重量;

f ——轮胎滚动阻力系数;

C_D ——空气阻力系数;

A ——迎风面积;

δ ——汽车旋转质量换算系数;

i ——道路坡度。

2.2 爬坡能力

汽车的爬坡能力是用满载时汽车在良好路面上的最大爬坡度来表示。重卡

由于在各种地区和路面上行驶，因此最大爬坡度时其动力性的重要评价指标。

最大爬坡度满足：

$$T_{e\max} \geq \frac{GR_k(f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max})}{I_0 I_{k1} \eta_t}$$

G ——整车重量 (N)；

R_k ——轮胎滚动半径 (m)；

f ——轮胎滚动阻力系数；

α_{\max} ——牵引车最大爬坡角；

η_t ——牵引车传动系效率；

I_{k1} ——汽车变速器第一档速比

I_0 ——汽车驱动桥速比；

$T_{e\max}$ ——牵引车最大转矩 (Nm)。

2.3 加速能力

汽车的加速能力可以用它在水平良好路面上行驶时能产生的加速度来评价，但由于其不易测量，通常采用加速时间来表征汽车的加速能力，他对汽车的平均行驶速度影响较大。对于重卡来说，由于其载重大，车速较低，因此，加速时间对重卡影响较小。

$$t = \int dt = \int_{u_1}^{u_2} \frac{1}{a} du = \frac{1}{3.6} \int_{u_1}^{u_2} \frac{1}{a} du = A$$

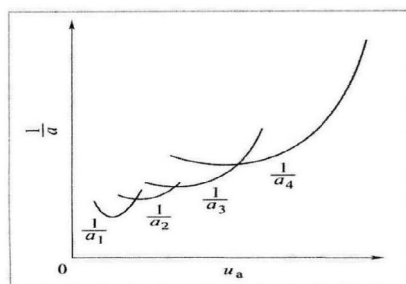


图 1 加速度与速度关系图

Figure 1 Acceleration vs. speed

2.4 经济性

汽车燃油经济性常用一定运行工况下汽车行驶百公里的一定燃油消耗量能使汽车行驶的里程来衡量。等速百公里燃油消耗量是我国常用的一种经济性评价指标,它是指汽车在一定载荷(我国标准规定轿车为半载,货车为满载)下,以最高档在水平良好路面上等速行驶 100 km 的燃油消耗量,对不同车速下的燃油消耗量进行加权计算而得出。

汽车以 u_a 等速行驶时,燃油消耗量为:

$$Q_t = \frac{P_e b}{367.1 \rho g}$$

其中:燃油消耗率 ($\text{g/kW} \cdot \text{h}$); ρ ——燃油的密度 (kg/L); g —重力加速度 (m/s^2)。

等速行驶 s 行程时,燃油消耗量:

$$Q = \frac{P_e b s}{102 u_a \rho g}$$

等速百公里燃油消耗量:

$$Q_s = \frac{P_e b}{1.02 u_a \rho g}$$

3 利用 Cruise 建立整车模型

3.1 车辆总体参数

整车基本参数如下:整车外形尺寸(长×宽×高):
10335×2495×3180 mm;轴距:1700×425×1350 mm;整备质量:11000 kg;
满载总质量:31000 kg;空气阻力系数:0.7;车辆迎风面积:8.0 m^2 。该车型不同与以往的重卡驱动形式,采用了双后桥承载,单后桥驱动的模式,以尽可能的减少整车整备质量。因此,本文先期采用新模型进行优化匹配,后期根据试验情况对模型进行修正,本次仿真整车分析模型如图 2:

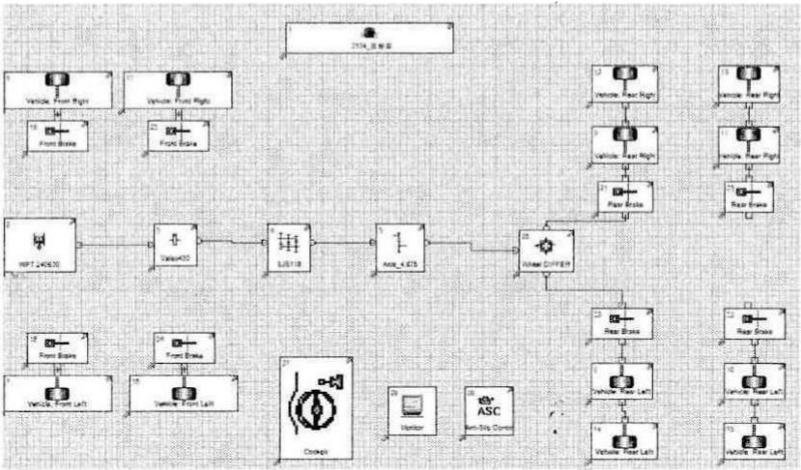


图 2 单后桥驱动整车模型图

Figure 2 Single rear axle drive vehicle model

3.2 仿真车辆动力系统匹配方案

重卡的动力性和经济性与传动系的参数选择匹配密切相关。理论上各参数可以连续任意变化，以获得最优的匹配效果。但在实际应用过程中，整车生产厂家在匹配时往往只能选择市场上已存在的发动机、变速器、主减速器等大部件。本文根据该车的实际使用工况及用户要求，提供了六种组合方案，对动力匹配进行方案进行比较分析，组合方案见表 1。

表 1 动力系统组合方案

Table 1 Power system combination scheme

方案	发动机	变速器		主减速速比
		最高档速比	最低档速比	
方案一	发动机一	11.4	1.00	4.875
方案二	发动机一	9.32	0.67	4.444
方案三	发动机一	12.11	1.00	4.875
方案四	发动机一	12.11	1.00	4.444
方案五	发动机一	9.32	0.67	4.875
方案六	发动机一	11.4	1.00	4.444

4 基于整车模型仿真分析

4.1 动力系匹配方案仿真结果（表 2）

表 2 仿真结果对比表

Table 2 Comparison table of simulation results

类别	仿真分析项目	技术要求	仿真结果					
			方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六
动力性	最高车速 (km)	90	96	116	96	105	110	105
	最大爬坡坡度 (%)	25	30	22.3	33	30	24	27
	最高档从 50 加速到 70 km/h (s)	90	35	145	27	28	121	43
	连续换挡加速至 70 km/h (s)	120	70	110	58	60	106	87
经济性	40 km/h		22.49	22.35	22.49	22.35	22.84	22.35
	50 km/h		23.31	23.88	23.31	23.07	23.66	23.07
	60 km/h		24.65	24.99	24.65	24.30	24.56	24.30
	70 km/h		25.53	26.07	25.53	26.04	26.10	26.04
	80 km/h		28.71	27.78	28.71	28.07	27.83	28.07
	综合油耗		27.08	26.69	27.08	26.75	26.69	26.75

4.2 动力系匹配仿真对比分析

本文通过仿真数据及图表对比分析六种方案的优劣性，为整车动力系统匹配提供理论依据。图 3 ~ 图 8 是六种方案功率平衡对比：

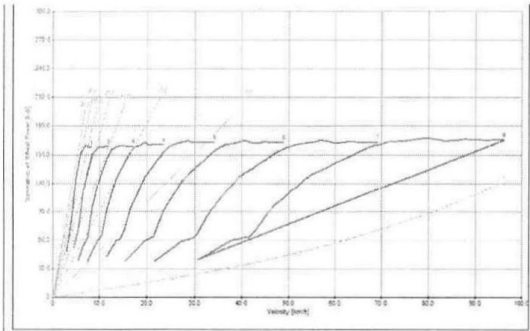


图 3 方案一功率平衡图

Figure 3 Scheme 1 power balance diagram

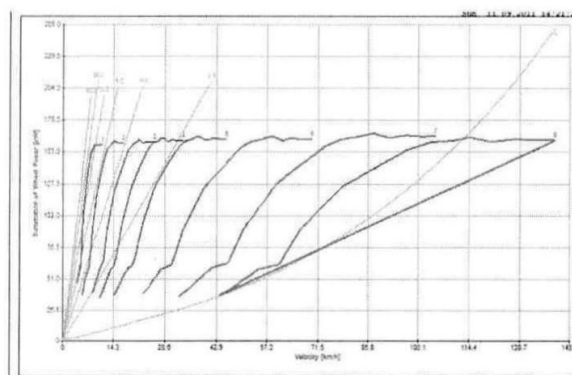


图 4 方案二功率平衡图

Figure 4 Scheme 2 power balance diagram

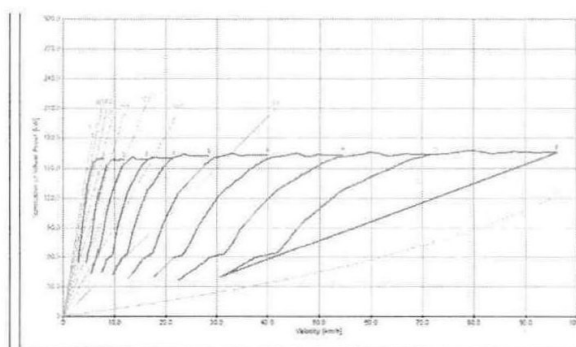


图 5 方案三功率平衡图

Figure 5 Scheme 3 power balance diagram

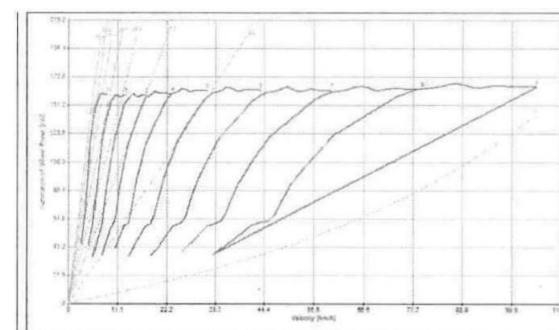


图 6 方案四功率平衡图

Figure 6 Scheme 4 power balance diagram

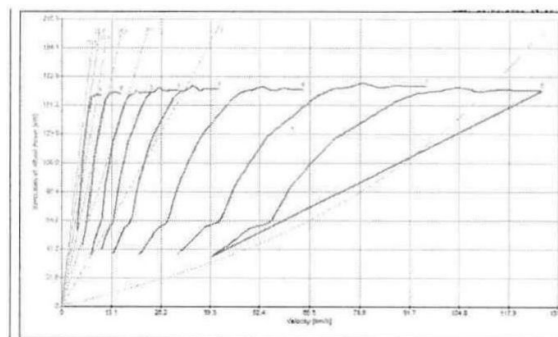


图 7 方案五功率平衡图

Figure 7 Scheme 5 power balance diagram

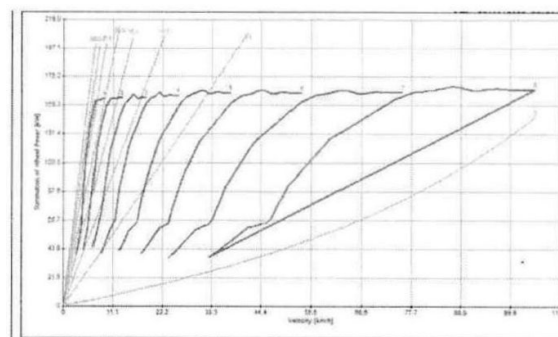


图 8 方案六功率平衡图

Figure 8 Scheme 6 power balance diagram

从六种方案的仿真结果对比及功率平衡图分析，可以看出：

(1) 六种方案的最高车速都达到了设计任务要求，其中方案一、三的最高车速为 90 km/h 以上，方案二、四、五、六的最高车速均超过 100 km/h。

(2) 除方案二外，其他各方案的最大爬坡度均达到设计任务要求指标。分析认为方案二中的大速比桥及一档速比较小的超速档变速器是主要影响因素：

(3) 除方案二、四的加速时间较长外，其他方案都比较合理。分析认为上述两方案中使用的超速档变速箱的最高使用效率较其他变速低，导致了两方案的加速时间较长：

(4) 按照 JT719-2008 法规计算得到的综合油耗来看：各方案的数值均小于标准规定的 31 L/100 km，其中方案二、五相对较低。

综合分析：项目前期选取了方案六进行了匹配设计及后续的路试。

5 模型验证

为进一步验证该模型的可行性，利用试验数据理论计算数据进行了对比分析，样车采用了理论计算提出的动力系统方案配置进行了试验，采集了各项性能指标的数据，理论数据与试验数据对比见表 3。

表 3 理论值与试验值对比表

Table 3 Comparison table of theoretical value and test value

类别	仿真分析项目	理论值	试验值
动力性	最高车速 (km/h)	105	100
	最大爬坡度 (%)	27	>20
	最高档从 50 加速到 70 km/h (s)	43	50
	2 档起步连续换挡加速至 70 km/h (s)	50	54
经济性	40 km/h	22.35	23.79
	50 km/h	23.07	25.32
	60 km/h	24.30	28.71
	70 km/h	26.04	31.97
	80 km/h	28.07	37.93
	综合油耗	26.75	24.97

通过道路试验可以看出：理论计算与试验值相当，可以认为在原整车模型基础上改制为双后桥承、单后桥驱动的整车模型可以为后续该系列车型的动力系统优化匹配提供较为准确地车型平台模型。

参考文献

[1] 余志生. 汽车理论 [M] . 北京：机械工业出版社，2000.

[2] 彭栋. Cniise 基础培训教程 AVL 2006 [Z] .

[3] 樊飞龙. 某型矿用自卸车整车性能匹配 NL [C] . 2009 年用户大会论文集，2009.