

# 汽车发动机动力性和经济性的优化匹配\*

张俊红 马正颖 张桂昌 何振鹏 马梁

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室,天津 300072)

**【摘要】** 柴油机设计过程中,应根据其在整车上的实际使用情况,有针对性地进行优化以提高动力性和经济性。以某整车为例,通过试验确定了汽车功率平衡方程并验证了其正确性,然后在汽车功率平衡方程和柴油机万有特性的基础上进行了整车的动力性和经济性分析,发现该车在常用工况的功率利用率相对较低,经济性不佳。进行了喷油泵和增压器的优化匹配,结果表明,该车在40~70 km/h范围内100 km油耗明显降低,其加速能力也有所提高。

**关键词:** 汽车 发动机 动力性 经济性 匹配

**中图分类号:** U464.12\*2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)06-0037-05

## Optimization Matching for the Dynamical Characteristic and the Fuel Economic Characteristic of the Truck's Engine

Zhang Junhong Ma Zhengying Zhang Guichang He Zhenpeng Ma Liang

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

### Abstract

In the common design of diesel engine, it's necessary to optimize the engine in order to improve the dynamical characteristic and the fuel economic characteristic of the truck. The truck's power balance equation was confirmed and verified by experiment, the dynamical characteristic and the fuel economic characteristic were analyzed based on the power balance equation and universal characteristic of engine. The results showed that the power utilization and the fuel economic characteristic were poor in the common cases. The optimized turbocharger and fuel injection pump for the diesel engine showed that the fuel consumption of 100 km was reduced at the speed of 40~70 km/h, and accelerating ability was improved.

**Key words** Truck, Engine, Dynamical characteristic, Fuel economic characteristic, Match

### 引言

汽车的动力性、经济性决定了汽车的性能是否优良。合理匹配发动机与传动系参数将显著降低汽车的燃油消耗并可获得较好的动力性,这样不仅可以减少燃料消耗,而且能减轻发动机磨损,提高发动机的寿命。然而,发动机的匹配往往是由整车生产企业向发动机生产企业提出要求,发动机生产企业根据要求进行匹配,而由于不了解发动机在整车上的实际使用情况,发动机生产企业往往不能进行有

针对性的优化,加之发动机附件常常是由整车生产企业进行匹配,这些附件对发动机工作性能的影响也很大;另一方面,现行的试验方法耗时长,费用大,工作量大,导致难以实现发动机与传动系参数合理匹配,据统计资料表明,由于发动机与传动系参数匹配不当,目前汽车发动机使用工况多数远离最佳经济区域。为使整车能够获得良好的匹配状态,进行有针对性的研究具有重要的意义<sup>[1-6]</sup>。

本文对重型车用柴油机与整车的匹配进行研究,通过试验方法确定整车的滚动阻力系数和风阻

系数,从而确立该型汽车的功率平衡方程,在汽车功率平衡方程和柴油机万有特性的基础上进行整车动力性和经济性分析,并在已经选定的传动系统参数基础上,对发动机进行优化,为同系列车型的匹配提供参考。

## 1 整车性能分析理论

### 1.1 汽车功率平衡方程

汽车行驶时,发动机功率和汽车行驶的阻力功率是平衡的。也就是说,在汽车行驶的每一瞬间,发动机发出的功率始终等于机械传动损失功率与全部运动阻力所消耗的功率之和。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<sup>[7]</sup>

$$P_e = \frac{1}{\eta_t}(P_f + P_w + P_i + P_j) \quad (1)$$

$$\text{其中 } P_f = \frac{GfU_a}{3600} \quad P_w = \frac{C_D AU_a^3}{76140}$$

$$P_i = \frac{GiU_a}{3600} \quad P_j = \left(\frac{\delta m U_a}{3600}\right) \frac{dU_a}{dt}$$

式中  $P_e$ ——发动机净功率

$\eta_t$ ——汽车传动效率

$G$ ——汽车重力, N

$f$ ——汽车滚动阻力系数

$U_a$ ——汽车速度, km/h

$C_D$ ——汽车空气阻力系数

$A$ ——汽车迎风面积,  $m^2$

$i$ ——路面坡度

$\delta$ ——汽车的旋转质量换算系数

$m$ ——汽车质量, kg

$\frac{dU_a}{dt}$ ——汽车直线行驶加速度,  $m/s^2$

### 1.2 动力性指标

从获得尽可能高的平均行驶速度的角度出发,汽车的动力性主要包括3方面指标:汽车的最高车速、汽车的加速时间、汽车的爬坡能力。

最高车速是指在水平良好路面(混凝土或沥青)上汽车能达到的最高行驶车速。

汽车的加速时间反映汽车的加速能力,常用原地起步加速时间与超车加速时间来表明汽车的加速能力。原地起步加速时间指汽车由 I 挡或 II 挡起步,并以最大的加速强度(包括选择恰当的换挡时机)逐步换至最高挡后到某一预定的距离或车速所需的时间。超车加速时间指用最高挡或次高挡由某一较低车速全力加速至某一高速所需的时间。

汽车的爬坡能力是用满载(或某一载质量)时汽车在良好路面上的最大爬坡度表示。显然,最大爬坡度是指 I 挡最大爬坡度<sup>[7]</sup>。

### 1.3 经济性指标

汽车的燃油经济性常用一定运行工况下,汽车行驶 100 km 的燃油消耗量或者一定燃油量能使汽车行驶的里程来衡量,等速行驶 100 km 燃油消耗量是常用的一种评价标准。

根据等速行驶的车速及阻力功率  $P_e$ ,在柴油机的万有特性图上可以确定相应的燃油消耗率  $b_e$ ,从而计算出该车速等速行驶 100 km 所消耗的燃油消耗量为

$$Q_s = \frac{P_e b_e}{1.02 U_a \rho g} \quad (2)$$

式中  $b_e$ ——柴油机燃油消耗率,  $g/(kW \cdot h)$

$\rho$ ——燃油密度,  $kg/L$

$g$ ——重力加速度,  $m/s^2$

对于柴油,  $\rho g$  可取  $7.94 \sim 8.13 \text{ N/L}$ <sup>[8]</sup>。

由式(2)可见,若要通过发动机参数估算整车燃油消耗率,首先必须明确柴油机的功率、转速和燃油消耗率,转速可以通过整车的变速比进行计算。

### 1.4 发动机选型

首先确定发动机最大功率。有两种方法,一种是比功率法,根据汽车设计动力性要求,计算同类车型的比功率并进行拟合,以此估算出设计车型的比功率,然后根据已经估算出的整车质量,估算出所需发动机的最大功率;另一种是理论计算的方法,根据设计汽车的最高车速  $U_{amax}$ ,计算出设计汽车的最大功率

$$P_{emax} = \frac{1}{\eta_t} \left( \frac{GfU_{amax}}{3600} + \frac{C_D AU_{amax}^3}{76140} \right)$$

计算出发动机的最大功率以后,根据发动机扭矩特性和燃料经济性在发动机数据库中选择合适的发动机,所选择的发动机额定功率必须大于或等于估算出或计算出的发动机最大功率。对于同一种车型,在发动机数据库中可以选出多台不同类型的发动机,和变速器、主减速器组成多套匹配方案,得到最佳的匹配方案。

## 2 实例分析

对某型号重型货车进行匹配分析,并针对分析结果进行发动机的重新优化设计。

### 2.1 功率平衡方程的建立与验证

#### 2.1.1 功率平衡方程主要参数的确定

功率不能直接获得,由式(1)知,功率可通过计算获得,当整车匀速直线行驶时,  $P_i = 0, P_j = 0$ , 则

$$P_e = \frac{1}{\eta_i}(P_f + P_w) = \frac{1}{\eta_i} \left( \frac{GfU_a}{3\ 600} + \frac{C_D A U_a^3}{76\ 140} \right) \quad (3)$$

要想获得功率值必须先确定两个重要参数——滚动阻力系数  $f$  和空气阻力系数  $C_D$ 。

滚动阻力系数  $f$  与路面种类(本文只针对当时试验的路段)、行驶车速以及轮胎的构造、材料、气压等有关,其中行驶车速对滚动阻力系数影响很大。

空气阻力在汽车行驶范围内通常都总结成与气流相对速度的动压力  $\frac{1}{2}\rho U_r^2$  成正比的形式,即  $F_w = \frac{1}{2}C_D \rho A U_r^2$ ,  $C_D$  一般是雷诺数  $Re$  的函数,在车速较高、动压力较高而相应气体的粘性摩擦较小时,  $C_D$  将不随  $Re$  变化而变化。

由式(3)可以看到  $P_f$  与整车的总质量有关,而  $P_w$  与整车的总质量无关,于是可以通过不同车重下的试验数据推算出滚动阻力系数  $f$  和空气阻力系数  $C_D$  [8]。

由于在本次试验过程中,不能直接测定发动机的功率(本文所采用的柴油机为机械喷油泵结构,如果采用的是电控柴油机则可以直接通过读取发动机的内扭矩来获得发动机功率),通过对柴油机万有特性试验数据的分析可见,柴油机的中冷前气压和燃油消耗量在转速和功率为轴的万有特性曲线上既无交叉点又趋近于直线(见图 1、2),相比较而言中冷前气压测量成本较低,比较容易测量。故而采用中冷前气压来估算发动机的功率。

由此可见,可以在整车试验时通过测量柴油机中冷前进气压力或燃油消耗量(由 100 km 油耗和车速计算),结合相应的柴油机转速,获得该工况的柴油机功率,为准确起见,在采用该方法求解滚动阻力系数  $f$  和空气阻力系数  $C_D$  时是采用两个参数相结合的方法得到的,即采用中冷前进气压力确定功率平衡方程,采用燃油消耗量进行验证(即对比计算和实测的 100 km 油耗,见 2.1.2 节)。功率平衡方程的确定步骤:由车速和挡位确定发动机转速,并采用中冷前进气压力来估算发动机的功率,根据两种载重下的两组数据确定功率平衡方程组,求解滚动阻力系数  $f$  和空气阻力系数  $C_D$ ,确定功率平衡方程。

采用整车载质量 40 t(实测整车总质量 59.8 t)和 10 t(实测整车总质量 31.2 t)的试验数据,但由于受到风速的影响,导致  $P_w$  在改变载质量后与改变载质量前不能完全相同,影响试验数据的准确性,为提高滚动阻力系数  $f$  和空气阻力系数  $C_D$  的准确度,本试验中对这两个参数的计算根据 40 t 和 10 t(由

于负载采用铁锭,实际车总质量分别为 59.8 t 和 31.2 t)的试验数据并参考推荐值( $f = 0.004\ 1 + 0.000\ 025\ 6U_a, C_D$  为 0.6 ~ 1.0)进行计算。

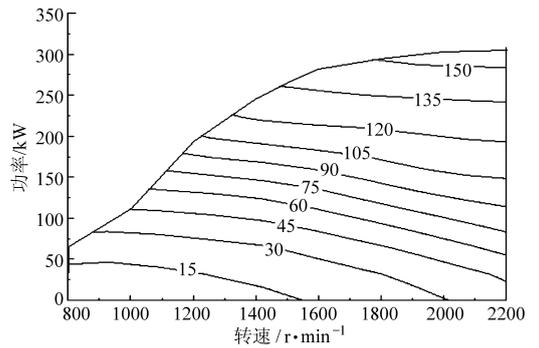


图 1 中冷前气压的万有特性曲线

Fig. 1 Universal characteristic map

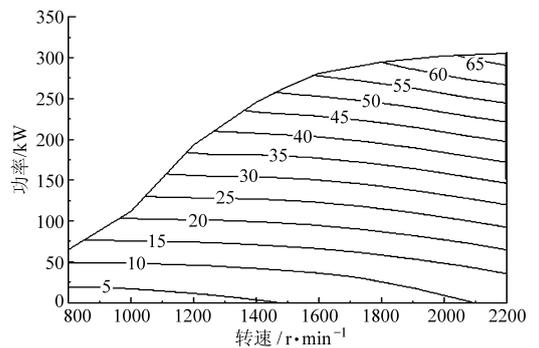


图 2 燃油消耗量的万有特性曲线

Fig. 2 Universal characteristic map of fuel consumption

### 2.1.2 功率平衡方程的验证

为了保证所建立功率平衡方程的正确性,本文用由功率平衡方程和发动机的万有特性曲线推算出的 100 km 油耗,与整车试验时所测得的 100 km 油耗进行对比,详细数据见表 1。由表 1 可见,本文中计算的 100 km 油耗与实测的差值相对较小,可以认为该功率平衡方程是正确的。

表 1 计算与实测的 100 km 油耗

Tab. 1 Calculated and measured fuel consumption of 100 km L/100 km

载质量/t	车速/km·h <sup>-1</sup>					
	40	50	60	70	80	
40	实测	25.5	29.3	33.3	36.8	43.5
	推导	29.1	30.7	34.0	37.8	43.5
	差值	3.6	1.4	0.7	1.0	0.0
10	实测	20.0	23.5	28.1	31.3	33.0
	推导	22.0	23.3	26.7	29.4	33.6
	差值	2.0	-0.2	-1.4	-1.9	0.6

至此,可以确定整车在等速行驶过程中的汽车功率平衡方程,再结合发动机在试验台架上的试验数据,可以进行整车动力性和经济性的分析。

## 2.2 整车动力性与经济性分析

### 2.2.1 动力性分析

关于动力性的分析,主要是基于发动机的外特性试验数据和公式

$$U_a = 0.377 \frac{nr}{i_g i_0} \quad (4)$$

将发动机转速转换成车速绘制成发动机功率与行驶车速的关系曲线  $P_e - U_a$ ,即汽车功率平衡图。

图3所示为汽车的功率平衡图(本车型的额定载质量为30 t)。在图中,某挡位时某车速下的功率值与该车速下  $(P_f + P_w)/\eta_t$  值之间的差值为汽车的该挡该车速下的后备功率,后备功率越大,汽车的动力性越好。

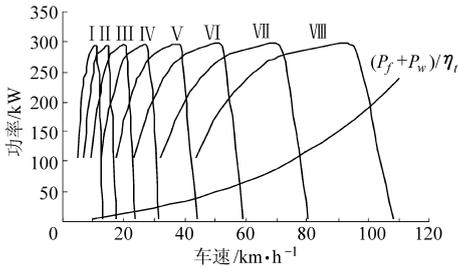


图3 整车载质量30 t时的汽车功率平衡图

Fig. 3 Power balance map when the truck's load is 30 t

汽车的后备功率若完全用于爬坡,可根据柴油机外特性曲线推断出汽车的爬坡能力,如图4所示。

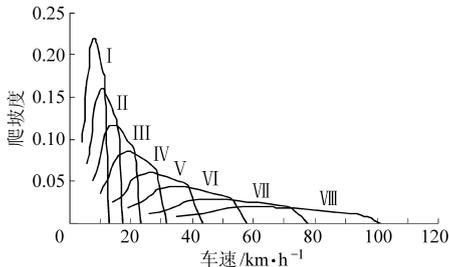


图4 整车载质量30 t时的汽车爬坡能力曲线

Fig. 4 Slope performance curves when the truck's load is 30 t

汽车的后备功率若完全用于加速,则可根据柴油机的外特性曲线推断出汽车的加速能力,如图5所示。

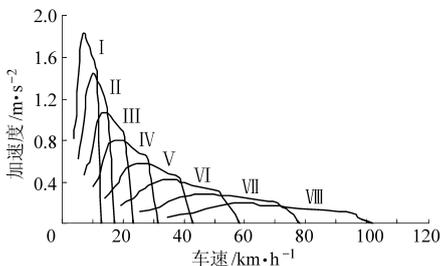


图5 整车载质量30 t时的汽车行驶加速度曲线

Fig. 5 Travel acceleration curves when the truck's load is 30 t

汽车的加速度倒数曲线(如图6)上不同挡位的交点为最佳换挡时间,试验表明该车型的最佳换挡时间在发动机标定转速附近。曲线下两个速度区间的面积就是通过此速度区间的加速时间,由图示可见,低速扭矩对加速时间影响较大,所以提高低速扭矩能有效减少加速时间。

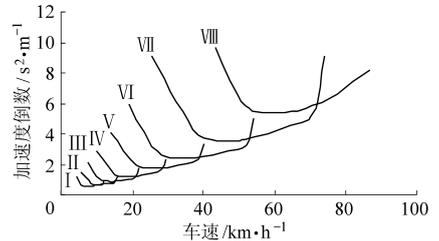


图6 整车载质量30 t时的汽车加速度倒数曲线

Fig. 6 Reciprocal curves of travel acceleration when the truck's load is 30 t

由上述分析可见,该型号的整车动力性较强,其最大加速度达到  $1.91 \text{ m/s}^2$ ,最大爬坡度达到0.23,最高车速达到  $100 \text{ km/h}$ (理论计算值,试验值为  $94.7 \text{ km/h}$ )。

### 2.2.2 燃油经济性分析

图7为整车在采用最高挡位,载质量分别为10 t(实际车总质量为31.2 t)、20 t、30 t和40 t(实际车总质量为59.8 t)时,车速分别为  $40 \text{ km/h}$ 、 $50 \text{ km/h}$ 、 $60 \text{ km/h}$ 、 $70 \text{ km/h}$ 和  $80 \text{ km/h}$ (对应到图中为发动机的不同转速,对应关系为公式(4))时发动机运行点在发动机万有特性中的位置,由图可以看出(图中数据为燃油消耗率),在最高挡该发动机按照额定载质量30 t的情况下功率利用率相对较低,整车的经济性不佳。为了提高整车的经济性,该整车所需要的发动机匹配应该注重中低负荷下发动机的匹配,提高中低负荷的发动机性能。

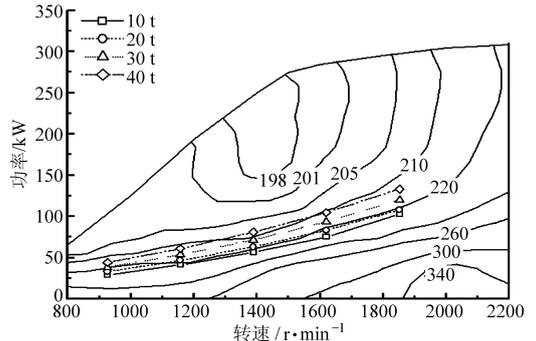


图7 万有特性曲线

Fig. 7 Universal characteristic map

## 2.3 发动机的优化

由上述分析可见,本车型的主要问题是燃油经济性不佳,为改善燃油经济性,在保持传动系统参数不变的情况下,对发动机进行优化。

本次优化中为提高中低负荷的发动机性能重新匹配柴油机的喷油泵,由原来 P7100 喷油泵改为 P8500 喷油泵,以提高供油压力,匹配了放气阀增压器,以改善低速进气,并重新调整了供油提前角,经过上述调整使得柴油机的经济油耗区域有所扩大,整车的燃油经济性有所提高,不同载质量的发动机运行点在万有特性中的位置如图 8 所示,额定载质量 30 t 等速 100 km 油耗对比见表 2,可见在 40 ~ 70 km/h 范围内 100 km 油耗明显降低,而 80 km/h 则有所上升。

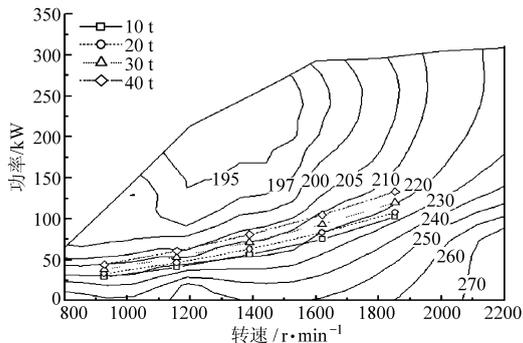


图 8 优化后的万有特性曲线

Fig. 8 Optimized universal characteristic map

表 2 优化前后 100 km 油耗计算值

Tab. 2 Pre- and post-optimization fuel consumption

车速/km·h <sup>-1</sup>	of 100 km				
	40	50	60	70	80
优化前	25.9	28.3	31.3	35.4	39.9
优化后	25.3	27.5	30.7	35.2	40.3

由于采用了放气阀增压器,低速扭矩明显提高,加速能力有所提高,由图 9 可知,最高挡的超车加速时间明显缩短。

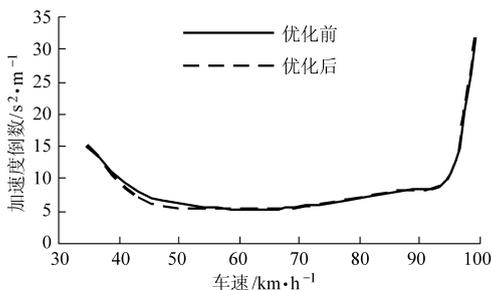


图 9 最高挡载质量 30 t 优化前后加速度倒数曲线

Fig. 9 Pre- and post-optimization reciprocal map of travel acceleration when the truck's load is 30 t

## 2.4 附件功率对动力性和经济性的影响

在柴油机匹配过程中应注意柴油机的附件匹

配,如:空气滤清器、排气消声器、风扇和水箱等部件,附件损失功率的大小对动力性和经济性影响明显,以Ⅷ挡加速度为例(见图 10)说明对动力性的影响,以载质量为 30 t 的等速燃油消耗量为例(图 11)说明对经济性的影响,粗略估计 20kW 附件功率如果降低至 12 kW,同样的燃油消耗量能多载质量近 7 t,其中附件功率分别按照标定转速时的 20 kW 和 12 kW 按转速线性插值进行计算。

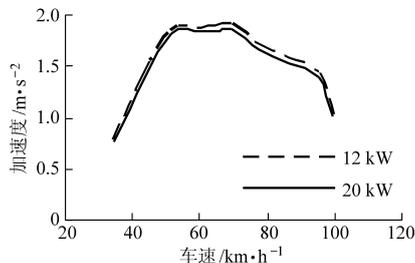


图 10 不同附件功率Ⅷ挡加速度对比曲线

Fig. 10 Travel acceleration curves under gear position Ⅷ with different accessory horsepower

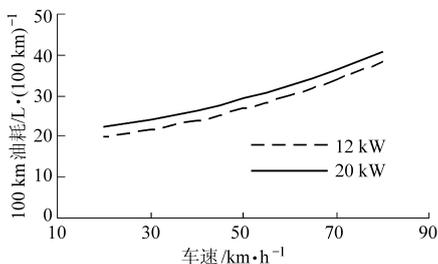


图 11 不同附件功率Ⅷ挡等速 100 km 油耗对比曲线

Fig. 11 Fuel consumption curves with constant velocity under gear position Ⅷ with different accessory horsepower

## 3 结论

(1) 通过试验的方法确定滚动阻力系数和空气阻力系数,确定并验证了汽车功率平衡方程式。此方程表明采用中冷后压力和燃油消耗量来确定发动机功率的方法是可行的。

(2) 采用已经确立的汽车功率平衡方程进行整车动力性和经济性分析,然后对发动机有针对性地进行优化,可以提高整车的动力性和经济性。分析表明,该车动力性较强,但是功率利用率较差,经济性较差,优化后,汽车的动力性和经济性都有所提高。

(3) 附件损失功率对汽车的动力性和经济性影响很大,应予以重视。结果显示,每增加 8 kW 的附件损失功率,多消耗的燃油相当于载质量增加 7 t。

## 参 考 文 献

1 文孝霞,杜子学,栾延龙. 汽车动力传动系统匹配研究[J]. 重庆交通学院学报,2006,25(1):138~141.  
Wen Xiaoxia, Du Zixue, Luan Yanlong. Matching research of automobile's engine and transmission[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University, 2006,25(1):138~141. (in Chinese)

## 参 考 文 献

- 1 尹小琴,马履中,杨启志,等. 并联机构静力学分析[J]. 农业机械学报,2007,38(2): 201~203.
- 2 Stewart D. A platform with six degree of freedom [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, 1965, 180(15): 371~386.
- 3 Heydinger G J, Salaani M K, Garrott W R. Vehicle dynamics modelling for the national advanced driving simulator [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002, 216(4): 307~318.
- 4 Koekebakker S H. Model based control of a flight simulator motion system [D]. Delft: Delft University of Technology, 2001.
- 5 Bürki-Cohen J, Go T H, Longridge T. Flight simulator fidelity considerations for total air line pilot training and evaluation [C] // Proceedings of the AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference, Montreal, Canada, 2001.
- 6 关广丰,丛大成,韩俊伟,等. 6自由度随机振动控制算法[J]. 机械工程学报,2008,44(9): 215~219.  
Guan Guangfeng, Cong Dacheng, Han Junwei, et al. Algorithm of 6-DOF random vibration control [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 215~219. (in Chinese)
- 7 沈刚,黄其涛,何景峰,等. 基于 DSP 快速原型控制的道路模拟振动台控制系统[J]. 农业机械学报,2009,40(6): 37~42.  
Shen Gang, Huang Qitao, He Jingfeng, et al. Design of road simulation shaking table control system based on rapid prototyping of DSP algorithms using simulink [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 37~42. (in Chinese)
- 8 王晓晨,姚郁,傅绍文. 基于内模原理的 Stewart 平台干扰抑制控制设计[J]. 系统工程与电子技术,2009,31(7): 1689~1693.  
Wang Xiaochen, Yao Yu, Fu Shaowen. Control design of disturbance rejection for a Stewart platform based on the internal model principle [J]. Systems Engineering and Electronics, 2009, 31(7): 1689~1693. (in Chinese)
- 9 袁立鹏,董彦良,赵克定,等. 基于动力补偿的液压并联运动平台控制策略[J]. 北京航空航天大学学报,2006,32(8): 941~945.  
Yuan Lipeng, Dong Yanliang, Zhao Keding, et al. Dynamic compensator control strategy of hydraulic parallel manipulator [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(8): 941~945. (in Chinese)
- 10 张辉,何景峰,韩俊伟. 油气悬架加载试验台正弦波复现控制方法[J]. 农业机械学报,2009,40(7): 35~39.  
Zhang Hui, He Jingfeng, Han Junwei. Sine wave replication control method on hydro-pneumatic suspension force loading system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(7): 35~39. (in Chinese)
- 11 Mikhael W B, Ghosh S M. Adapting: from wiener to widrow [C] // 1990 Conference Record, Twenty-Fourth Asilomar Conference on Signals, Systems and Computers, Pacific Grove, USA, 1990: 173~177.
- 12 姚建军. 电液伺服振动台加速度谐波抑制研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.  
Yao Jianjun. Research on acceleration harmonic cancellation of electro-hydraulic servo shaking table [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)

(上接第 41 页)

- 2 于涛,葛蕴珊. 汽车整车性能模拟研究[J]. 车辆与动力技术,2001(2): 15~18.  
Yu Tao, Ge Yunshan. Simulation study of vehicle performance [J]. Vehicle & Power Technology, 2001(2): 15~18. (in Chinese)
- 3 李伟华. 汽车行驶特性仿真与动力总成的匹配优化 [D]. 上海: 上海交通大学, 2000.
- 4 苏琴. 发动机与汽车动力性、燃油经济性匹配的计算机模拟 [D]. 天津: 河北工业大学, 2000.
- 5 倪计民,叶军,严永华,等. 基于整车性能的重型车用发动机优化配置[J]. 内燃机工程,2005,26(2): 76~79.  
Ni Jimin, Ye Jun, Yan Yonghua, et al. Optimization of heavy duty engines based on heavy commercial vehicle performance [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(2): 76~79. (in Chinese)
- 6 岳惊涛,廖苓平,彭莫. 汽车动力系统的合理匹配评价[J]. 汽车工程,2004,26(1): 102~106.  
Yue Jingtao, Liao Lingping, Peng Mo. Rational matching and evaluation for automotive power system [J]. Automotive Engineering, 2004, 26(1): 102~106. (in Chinese)
- 7 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- 8 周峰,尹权,许爱民,等. 功率平衡法测试汽车的滚动阻力系数[J]. 华南理工大学学报,1999,27(7): 73~76.  
Zhou Feng, Yin Quan, Xu Aimin, et al. Determination of rolling resistance coefficient of automobiles by power balance method [J]. Journal of South China University of Technology, 1999, 27(7): 73~76. (in Chinese)