

文章编号:1000-582X(2001)06-0012-06

金属带式无级变速传动系统速比匹配控制策略

胡建军, 秦大同, 舒红

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:在汽车金属带式无级变速传动系统中,传动比的控制规律和相应的带轮轴向夹紧力的控制规律是无级变速传动系统匹配的关键技术。文中通过对现有的发动机实验数据进行数值拟合,以数表的形式给出了发动机的输出转矩模型、油耗模型。根据该发动机的转速调节特性,在汽车金属带式无级变速传动系统确定的传动比范围内,给出了实现发动机按最佳经济性和最佳动力性工况运行的传动比变化规律。

关键词:金属带式无级变速传动;发动机模型;速比控制

中图分类号:TH 132.32

文献标识码:A

汽车无级变速传动(Continuously Variable Transmission, 简称为 CVT)可以构成一个没有“漏洞”的理想供应特性场,通过控制无级变速传动系统的传动比保证发动机在理想的工作线上运行,从而提高汽车的动力性和经济性,改善发动机排放。

对于汽车金属带式无级变速传动系统,其传动比的调节是通过控制主、从动带轮轮缸内的液压力来改变金属带在主、从动带轮上的工作半径而实现的。按系统负荷和传动比正确的匹配带轮轮缸液压力还可以减小传动系损失,提高传动效率,保证传动系正常工作。因此,汽车金属带式无级变速传动系统匹配的关键是保证发动机按理想工作线运行时传动比随发动机节气门开度和系统负荷的控制规律以及保证实现这一规律的主、从动带轮轮缸内的液压力的控制规律^[1,2]。通过对长安公司羚羊轿车发动机(型号 JL472Q1)进行试验,建立发动机数值模型来分析无级变速器与整车的匹配规律,以及对羚羊车在装上无级变速器以后与原车进行动力性和经济性的比较分析。

由于内燃机的工作过程是一个较复杂的过程,因此很难用一个精确的数学表达式来表示。对于发动机模型的表达方式一般都是在发动机稳态试验数据的基础上采用数表或公式拟合的方法,由于数表法具有较高的使用精度而在实际中被广泛采用。

1 发动机的输出转矩模型

研究表明,无论是发动机的外特性曲线还是部分

负荷特性曲线均是发动机节气门开度 α 和发动机转速 n_e 的函数,在一定的节气门开度下发动机输出转矩曲线,利用 3 次样条插值的方法拟合就可以达到满意的精度。因此可用有限的试验数据,建立发动机的数值模型。根据发动机的试验数据及其应用范围,分别绘出节气门开度和发动机转速坐标向量,即: $\alpha = [\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m]^T$ 和 $n_e = [n_{e1}, n_{e2}, \dots, n_{em}]^T$ 其中 α_1 和 α_m 分别表示发动机最小和最大节气门开度。 n_{e1} 和 n_{em} 分别代表发动机最低和最高转速。坐标间隔即为 3 次样条的插值步长,插值步长分别相等 $\Delta\alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i = (\alpha_m - \alpha_1)/m$, $\Delta n_e = n_{e,i+1} - n_{e,i} = (n_{em} - n_{e1})/n$, 坐标值的间隔大小决定了数表网格数,两个方向的坐标间隔越小则数表的网格数越密,插值结果越精确,但数表的数据存储量越大。因此坐标间隔不能太小。

图 1 即为用来构造数表的发动机节气门开度、发动机转速及输出转矩所对应数据所形成的曲面图,给定发动机节气门开度和转速即可确定在稳态工况下的输出转矩。

由于发动机大部分时间处于非稳态工况下工作,研究表明非稳态工况下发动机的特性与稳态工况下发动机特性不同。当汽车加速时,由于混合气浓度逐渐变稀,致使发动机转矩比稳态工况下转矩低,发动机转矩下降与发动机曲轴角加速度成线形关系,并且下降量

· 收稿日期:2001-07-10

基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(59835160)

作者简介:胡建军(1973-),男,四川达川人,博士生,主要从事机构传动领域的研究工作。

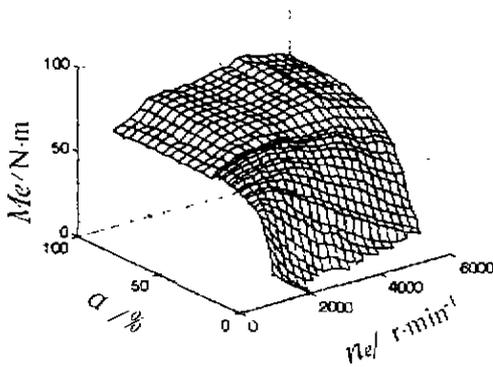


图 1 JL472Q1 发动机输出转矩稳态

不超过发动机最大扭矩的 4% - 5%。当汽车发动机减速时混合气浓度逐渐变浓,使发动机转矩比稳态工况下的转矩高,发动机转矩上升量与曲轴减速度近似成正比。因此采用修正系数的方法来对发动机稳态工况下的输出转矩进行修正并作为非稳态工况下发动机输出转矩。即发动机动态输出转矩为:

$$M_{ed} = M_e - \lambda \omega_e \quad (1)$$

其中: M_e - 稳态工况发动机输出转矩; ω_e - 发动机曲轴角加速度; λ - 转矩下降系数,对不同的发动机它是不同的。

2 发动机油耗模型

发动机负荷特性曲线给出了在不同发动机转速下负荷与有效燃油消耗率的关系。根据每个发动机转速下的负荷特性曲线获得不同转速下发动机功率 P_e 与

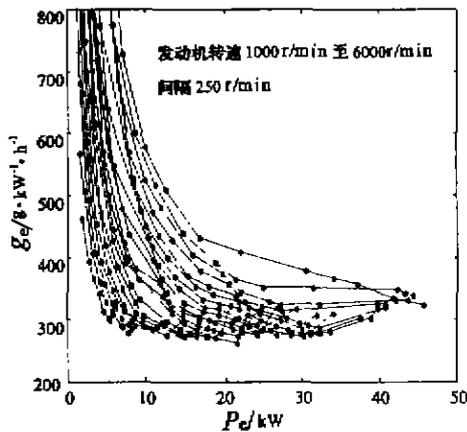


图 2 JL472Q1 发动机燃油消耗模型

比油耗 g_e 的关系 $g_e = g(n_e, P_e)$, 绘制出发动机负荷特性图(如图 2), 利用 3 次样条插值拟合出如图 3 所示的关于发动机有效燃油消耗率与发动机转速和转矩的关系曲面, 即发动机油耗的数值模型。由于发动机动态特性对发动机的燃油消耗率影响不大, 因此, 可以用发动机稳态的油耗量近似代替其动态油耗量。利用发动机

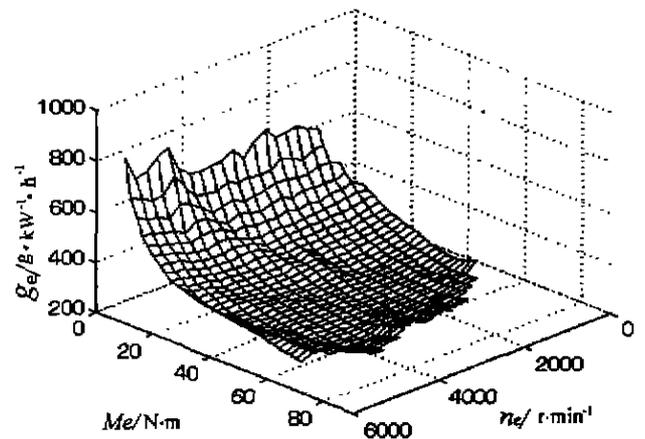


图 3 JL472Q1 发动机燃油消耗模型

油耗的数值模型可得图 4 所示的发动机万有特性图。发动机的万有特性图也是发动机的效率图, 图中的各工作点反应了发动机的效率分布情况。在万有特图上的最小燃油消耗线是发动机燃油消耗率最低的理想的经济工作线。在该曲线上发动机节气门开度、转速及输出转矩的关系是一一对应的。为防止发动机转速过低引起输出转矩的波动, 给发动机设置了一个实用的最低使用转速限值 n_d , 这样发动机理想经济工作线包括两个部分, 一部分是真正的经济工作线, 其功率水平在装机功率的 10% 以上。另一部分是最小转速限值部分。

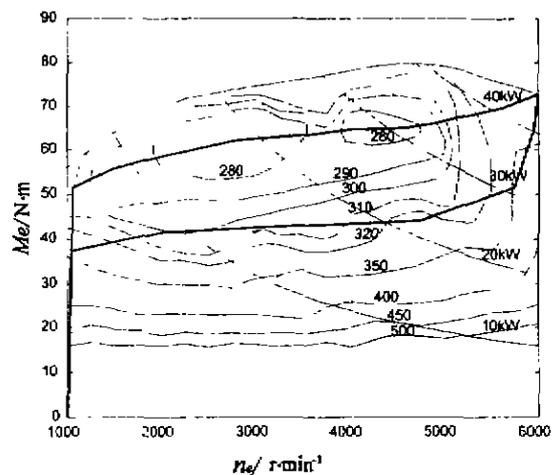


图 4 JL472Q1 发动机万有特性

3 发动机转速调节特性

发动机转速调节特性是指需求特性的功率值在需求特性场上变化时, 独立地调节传动装置的传动比, 使发动机维持在其供应特性场上任何一个相当功率值下所要求的特定点的转速调节。对无级变速系统一般考虑最佳经济性调节特性和最佳动力性调节特性。

3.1 发动机最佳经济性转速调节特性

如果要求将发动机供应特性场上每一个相应的功率都保持在最低油耗的转速下工作,则可以实现发动机按最佳燃油消耗工况运转,此时发动机节气门开度与发动机转速的关系即为发动机经济转速调节特性。发动机最佳经济性转速调节特性根据发动机负荷特性来确定,发动机负荷特性给出了在不同转速下发动机负荷与发动机有效燃油消耗率的关系曲线,如图2。该负荷特性曲线族的包络线就表示发动机提供一定功率时的最小燃油消耗率曲线。包络线与每条负荷特性曲线交点所对应的发动机节气门开度与发动机转速的关系即为发动机最佳经济性转速调节特性曲线。

3.2 发动机最佳动力性转速调节特性

如果希望在每一个发动机油门开度下发动机均能在发出最大功率的转速下工作,此时发动机节气门开度与发动机转速的关系则为最佳动力性转速调节特性。发动机最佳动力性调节特性是根据发动机在不同的节气门开度下的最大功率点的转速和油门开度的对应关系而得到的。

在一定的发动机转速下,CVT的工作点在万有特性图上是一条工作线,为了达到提高燃油经济性和动力性的目的,必须选定一条理想的工作线作为控制发动机与无级变速器联合工作的依据。理想工作线在万有特性图上应当为一条单调递增曲线。在一定的节气门开度下,有唯一的功率和转速相对应,对理想工作线有最小燃油消耗,在一定的行驶工况下,车辆速度、发动机功率和发动机转速可确定,从而可确定变速器传动比与发动机经济调节特性所对应的发动机工作点在万有特性图上的工作线即为发动机燃油消耗率最低的理想的经济工作线。如图5为发动机最佳动力线S和最佳经济线E。它们分别表示发动机节气门开度与发动机转速关于发动机最佳动力性,最佳经济性的调节特性曲线。这两条曲线对应无级变速器两种常用的不

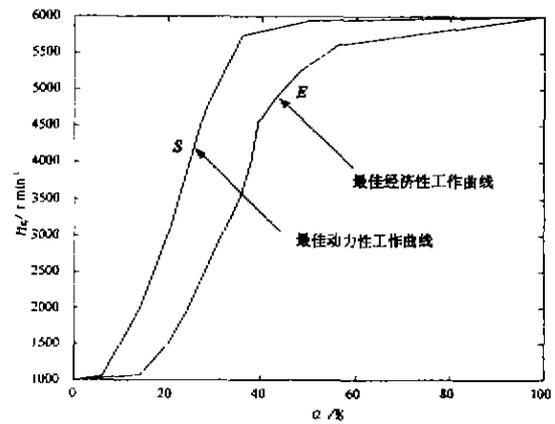


图5 JL472Q1 发动机最佳经济性、最佳动力性转速控制曲线

同工作模式。如当节气门的开度连续变化时,通过无级变速器自动改变速比使发动机的转速按E曲线滑动,这就是CVT的所谓E-模式(经济模式)。同理当节气门的开度连续变化时,通过无级变速器自动改变速比使发动机的转速按S线滑动,这就是CVT的所谓S-模式(动力模式)。在E、S模式之间进行折中,就得到D-模式(驱动模式),其动力性和经济性介于E和S两者之间。

4 无级变速传动系统参数配置

汽车金属带式无级变速传动系统的基本设计参数是最大和最小传动比。最大与最小传动比影响着汽车的燃油经济性、动力性和金属传动带的使用寿命。因此在选择传动系参数时,要对汽车的燃油经济性、动力性和金属带的寿命这三者进行综合考虑,使其均能达到可以接受的程度。

配备无级变速传动系统的汽车选用羚羊SC7101轿车,无级变速传动装置选用VDT公司具有标准尺寸的金属带式无级变速传动装置,轿车及无级变速传动装置的具体参数列在表1~表3中^[3]。

表1 SC7101 主要参数及性能指标

车重/kg	发动机型号	迎风面积 A/m^2	最高车速 $/km \cdot h^{-1}$	轮胎半径 r/m	爬坡度 $/\%$	风阻系数 C_d
1190	JL472Q1	2.19	152	0.274	28%	0.32

表2 SC7101 轿车变速器参数

一档	二档	三档	四档	五档	倒档	传动比
3.415	1.894	1.280	0.914	0.757	3.272	4.380

表3 VDT 标准金属带式传动装置参数

带轮中心距 $/mm$	主动带轮最大直径 $/mm$	从动带轮最大直径 $/mm$	带轮最小工作半径 $/mm$	最小传动比	最大传动比
140	130.2	137.2	27	0.498	2.502

选装无级变速传动装置由对应汽车的参数来重新确定。汽车传动速比范围,它们对汽车的动力性和经济性有很大的影响。无级变速传动装置的速比范围越宽则传动系的可控性越好。无级变速传动装置参数即确定主传动比和无级变速传动装置的结构尺寸。对于无级变速传动装置由于自身的局限性,一般可实现传动比为 0.4 ~ 2.6,因为速比范围增大意味着在小半径轮上金属带弯曲厉害,金属带的使用寿命急剧降低。在选择参数时要对汽车的燃油经济性和动力性以及金属带的寿命进行综合考虑,在不降低原车的经济性和动力性前提下达到可以接受的程度。

一般来说,最大传动比影响汽车的加速性和爬坡能力。为保证汽车具有原车的动力性能,取无级变速传动最大传动比与原车有级变速器的一档速比相等,既最大传动比 $i_{max} = 14.9577$ 。最小传动比影响汽车的燃油经济性,因此无级变速传动系统的最小传动比按照最小燃油经济性的要求选择:

$$i_{min} = i_{CVT} i_0 = 0.377 kn_d / u_0 \quad (2)$$

式中 n_d 为发动机的最低经济运行控制转速, $n_d = 1065.5 \text{ rpm}$ 。车速由下式决定:

$$P_{ed} = \frac{1}{\eta_t} \left(\frac{Gfu_0}{3600} + \frac{C_d Au_0^3}{76140} \right) \quad (3)$$

计算时取传动效率 $\eta_t = 0.90$,滚动阻力系数 $f = 0.018$,由上式可得对应车速 $u_0 = 58.0426 \text{ km/h}$ (图 6)。代入式(2)可得最小传动比 $i_{min} = 1.8963$ 。

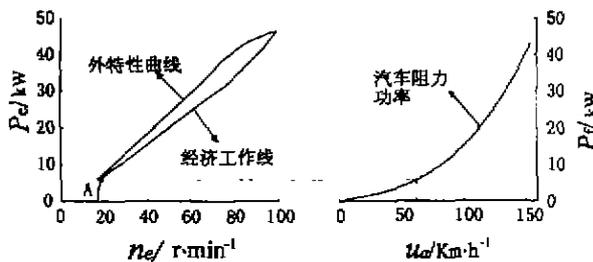


图 6 无级变速传动系统最小传动比的确定

无级变速传动系统的最大传动比按原车一档传动比设立。原车的速比范围为 3.3225 ~ 14.988, $i_{max}/i_{min} = 4.5112$,金属带式无级变速传动的最大传动比为 2.502。若取最大传动比与原车一档传动比相等时,则无级变速传动系统主传动器的传动比:

$$i_0 = 14.988/2.502 = 5.9904 \quad (4)$$

由前面计算得到的系统的最小传动比为 1.8963 可得金属带无级变速传动的最小速比为:

$$i_{CVTmin} = i_{min}/i_0 = 1.8963/5.9904 = 0.3165 \quad (5)$$

虽然无级变速器的最小速比越小,发动机的最佳经济油耗区越宽,研究表明^[4],汽车在一定的道路工况下,最小速比到一定程度后对汽车的百公里油耗的进一步降低几乎不起作用。同时,过小的速比就意味着金属带的工作半径越小,这会在金属带中产生极大的弯曲应力和张力,使金属带的使用寿命大大降低。所以取带最小传动比 0.498,则无级变速系统的传动比范围为 2.9833 ~ 14.988, $i_{max}/i_{min} = 5.0241$,主传动比为 5.9904。

4.2 发动机最佳经济性和动力性目标控制图

从图 5 发动机转速调节特性曲线可知,无论是最佳经济性还是最佳动力性发动机节气门开度和发动机转速及发动机输出功率都有一一对应的关系。在每个发动机节气门开度下,为保证汽车以不同车速在任意道路阻力下行驶,应有相应的速比保证发动机在所要求的最优工作点运行。图 7 和图 8 分别给出了发动机最佳经济性和最佳动力性目标速比图。它可以存储在传动系控制器记忆单元中作为目标速比。根据汽车的行驶情况通过控制无级变速传动比就可以控制发动机的工作点,实现汽车的最佳经济性运行和最佳动力性运行。

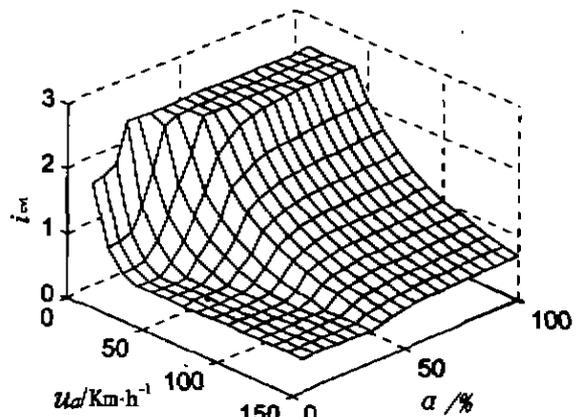


图 7 最佳经济性目标速比

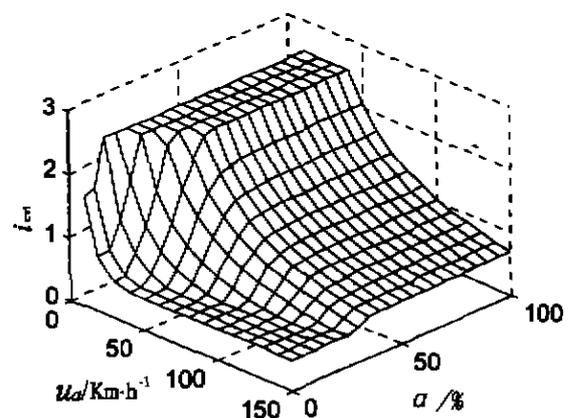


图 8 最佳动力性目标速比

5 羚羊轿车装备 CVT 后与原车的性能比较

5.1 汽车的经济性分析

汽车的经济性评价常用一定运行工况下,汽车行驶百公里燃油消耗量或一定燃油量能使汽车行驶里程来衡量。等速行驶百公里燃油消耗量是常用的一个评价指标,它指汽车在额定载荷下,以最高档在水平良好的路面上等速行驶 100 公里燃油消耗量。在发动机最佳燃油经济性工作线上取一工作点,设其油门开度为 α^* 对应转速、扭矩为 (n_e^*, T_e^*) , 比油耗 g_e^* , 则发动机的功率为:

$$P_e^* = 2\pi n_e^* T_e^* \quad (6)$$

汽车行驶阻力功率: $P_f = P_w + P_r + P_i$

式中: P_f - 滚动阻力损失功率; P_w - 空气阻力损失功率; P_r - 坡度阻力损失功率; P_i - 加速度阻力损失功率。

由于在水平路面匀速行驶时 $P_i = 0, P_j = 0$

$$P_f = \frac{G \cdot f \cdot u_a}{3600} \quad (7)$$

式中: G - 车重, N; f - 滚动阻力系数; u_a - 车速, km · h⁻¹。

$$P_w = \frac{C_d \cdot A \cdot u_a^3}{3600 \cdot 21.15} \quad (8)$$

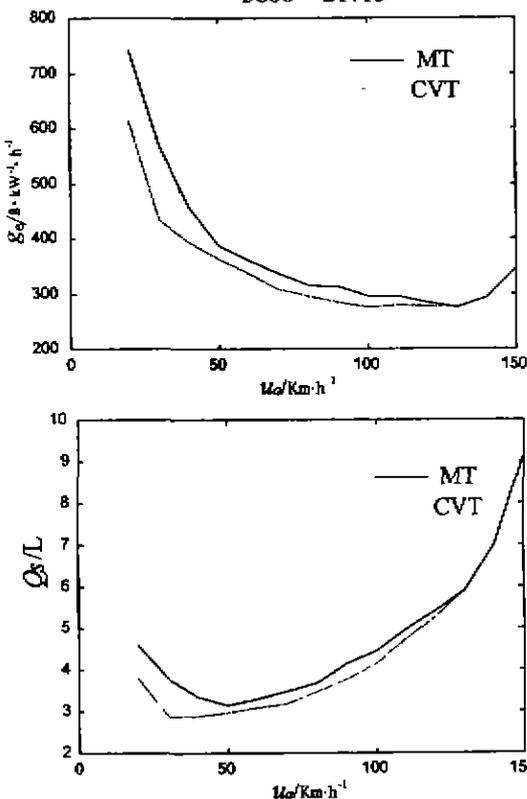


图9 CVT与MT传动车辆燃油经济性对比分析

设汽车传动效率 $\eta = 0.95$, 则驱动功率为

$$P = P_e^* \cdot \eta \quad (9)$$

由此可以确定发动机工作点的经济车速 u_a^* 。汽车等速百公里油耗为^[5]:

$$Q_s = \frac{P \cdot g_e}{1.02 \cdot u_a \cdot \gamma} \quad (L/100 \text{ km}) \quad (10)$$

式中: g_e - 比油耗, g · kW⁻¹ · h⁻¹; γ - 燃油比重, g · L⁻¹。

根据羚羊轿车在各档比油耗计算结果, 选取最低油耗对应车速绘制出图9无级变速传动(CVT)与有级变速传动(MT)燃油经济性对比分析图。从图中可以看出, 原车在车速为 130 km/h 时比油耗最低, 车速在 50 km/h 时汽车百公里油耗最低。装上 CVT 以后最低比油耗对应车速为 120 km/h, 最低百公里油耗对应车速为 30 km/h, 这是因为在发动机的负荷率低时燃油消耗率显著增加, 在高速时汽车的行驶阻力增加很大而导致百公里油耗增加, 而在装上 CVT 之后比油耗和百公里耗率都有明显的降低, 说明无级变速传动 CVT 系统对改善汽车的经济性有明显的效果。

5.2 汽车的动力性分析

汽车的动力性评价指标为: 汽车的最高车速、汽车的加速时间、汽车的爬坡能力。

汽车的驱动力:

$$F_t = \frac{T_e \cdot i_0 \cdot i_j \cdot \eta}{r_i} \quad (11)$$

汽车行驶方程:

$$F_t = F_f + F_j + F_w + F_i \quad (12)$$

式中: F_t - 驱动力, 此处 $F_t = 0$; F_f - 滚动阻力, $F_f = G_f$; F_w - 空气阻力, $F_w = \frac{C_d \cdot A \cdot u_a^2}{21.5}$; F_j - 加速阻力, $F_j = \delta \cdot m \cdot \frac{du}{dt}$

式中 δ 为旋转质量的换算系数, 由经验公式得:

$$\delta = 1 + 0.03 + 0.03 i_j^2 = 1.03 + 0.03 i_j^2 \quad (13)$$

汽车行驶车速:

$$u_a = \frac{2\pi n r \times 60}{i_0 i_g \times 1000} = 0.377 \frac{n r}{i_0 i_g} \quad (14)$$

汽车的加速度由下式确定:

$$a_j = \frac{du}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot m} [F_t - (F_f + F_w)] \quad (15)$$

所以汽车的加速时间

$$t = \int_0^u \frac{1}{a_j} du \quad (16)$$

图 10 为羚羊轿车装配无级变速传动(CVT)装置与装配有级变速传动(MT)装置动力性对比分析图, 从图中可以看出, 羚羊轿车装有 CVT 后在加速到同一车

速时所用的时间明显减少。因此装配无级变速器对汽车的动力性有明显的提高。

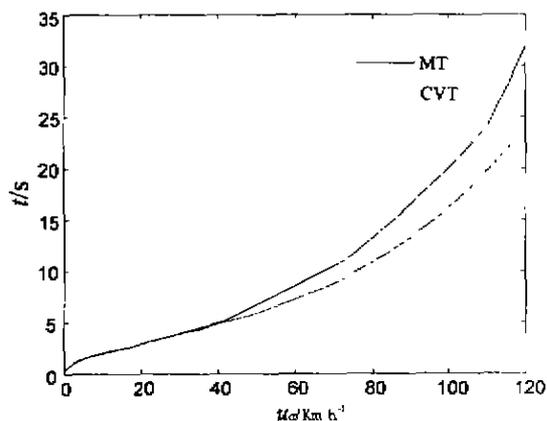


图 10 CVT 与 MT 传动车辆动力性对比分析

6 结 论

1) 通过对发动机试验, 得到试验数据, 利用样条插值构造发动机数值模型。即发动机转矩数学模型和发动机油耗模型。

2) 由发动机转速调节特性, 从试验数据中确定最佳经济性与最佳动力性工作线, 它是无级变速传动系统实现最佳经济性和最佳动力性匹配的基础。为用无

级变速系统实现汽车最佳经济性和最佳动力性匹配和系统仿真及控制奠定了基础。

3) 无级变速传动系统参数的确定是指确定无级变速传动装置的最大最小传动比和主传动比, 参数选择应从经济性、动力性以及金属带的寿命三方面综合考虑, 这是决定汽车经济性和动力性的关键。文中根据发动机的转速调节特性和汽车的参数, 给出了在任何道路阻力条件下汽车按最佳经济性和最佳动力性行使时的目标速比。

4) 对装有 CVT 的羚羊轿车和原车的经济性和动力性进行计算、比较分析, 结果表明装有 CVT 以后汽车的动力性和经济性都优于原车。

参考文献:

- [1] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [2] 胡建军, 秦大同, 孙冬野, 等. 金属带式无级变速传动键合图建模及仿真[J]. 重庆大学学报, 2000, 23(2): 1-5.
- [3] HENDRIKS E. Qualitative and Quantitative Influence of a Fully Electronically Controlled CVT on Fuel Economy and Vehicle Performance[J]. SAE Paper, 1993, 930668: 1010-1022.
- [4] BA 彼得罗夫. 汽车传动系自动操纵的理论基础[M]. 北京: 人民交通出版社, 1963.
- [5] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.

Speed Ratio Matching Strategies of Metal V - belt Type CVT System

HU Jian-jun, QIN Da-tong, SHU Hong

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: The ratio control strategy and the relevant pulley clamping control strategy of the Metal Pushing V - belt Type CVT C Continuously Variable Transmission are key technology of CVT system matching. The engine output torque model and oil consumption model are given in numerical table by cubic spline interpolation to fit engine test result. Based on the engine speed feature, the speed ratio changing strategy of CVT in the numerical table are given to realize the optimal fuel economy and optimal performance mode within the ratio range of the CVT system.

Key words: Metal V - belt Type CVT; engine model; speed ratio control

(责任编辑 成孝义)