

动态四参数工程车辆的自动换挡规律

崔功杰, 赵丁选

(吉林大学机械科学与工程学院, 130022, 长春)

摘要: 为了动态地反映工程车辆的换挡过程, 提高其动力性并减少换挡冲击, 通过对车辆传动系统的动态建模分析, 提出了动态四参数(车速、加速度、油门开度、工作泵压力)的工程车辆换挡策略, 推导出了工作油泵压力、道路坡度与车辆加速度的关系。根据换挡前后车辆加速度相等, 应用解析法求解出最佳换挡车速点, 从而制定了动力换挡策略。试验表明, 最佳换挡点随工作油泵压力和道路坡度角的增大而减小, 该换挡规律能够反映车辆换挡的动态过程, 掌握该规律可以更加准确地求出最佳换挡点, 使换挡冲击度为 0, 从而进一步提高工程车辆的动力性。

关键词: 工程车辆; 自动换挡; 动态; 四参数

中图分类号: U270.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)09-1189-04

Automatic Transmission for Construction Vehicle Based on Dynamic Four-Parameter

CUI Gongjie, ZHAO Dingxuan

(College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: To express dynamically the shift process of construction vehicle and improve its power performance and reduce shifting impact degree, a dynamic shift schedule with four-parameter was presented, where parameters were vehicle speed, vehicle acceleration, throttle opening and pressure of working oil pump respectively. The mathematical relation between the pressure of working pump, road slope and acceleration were derived, and then the best shift points were solved by analytical method. The experimental results show that the acceleration decreases as the pressure of working oil pump or the road slope increases, and shifting impact degree is zero, and the dynamic shift schedule with four-parameter is superior to the static shift schedule in both dynamic performance, fuel economy and shift quality.

Keywords: construction vehicle; automatic shift; dynamic; four-parameter

由于工程车辆的工作环境极其恶劣, 负载变化范围很大, 动力性和燃油经济性较差, 因此为了提高动力性和燃油经济性, 工程车辆需要采用多挡位动力换挡变速箱, 并应采用自动换挡技术^[1]。

工程车辆自动换挡比较常见的方法是模仿汽车自动换挡而制定的二参数(油门开度与车速)换挡策略和三参数(油门、发动机转速、车速)换挡策略^[2], 也有的是根据工程车辆作业时工作油泵压力变化而提出的四参数自动换挡策略(油门开度、变矩器泵轮

转速、涡轮转速、油泵压力)^[3], 这些都不同程度地提高了工程车辆的传动效率, 但是都是假设发动机和车辆工况始终处于稳态。实际上, 在车辆起步、换挡时, 不是加速就是减速, 是一个动态过程, 试验表明静态与动态的换挡点速度误差最大可达 13% 以上^[4]。因此, 本文在动态三参数^[4-5]的基础上, 针对以作业为主要目的工程车辆, 提出了动态四参数的工程车辆自动换挡策略, 并对换挡策略进行了研究。

1 系统模型及换挡分析

1.1 传动系统模型

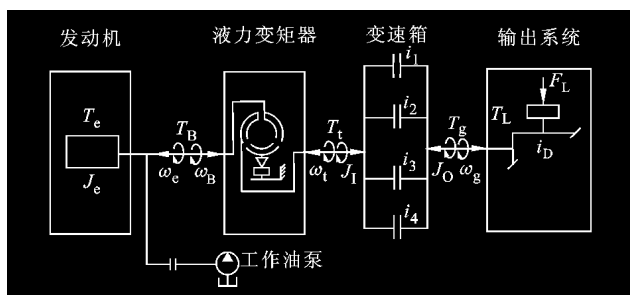
工程车辆的传动系统包括发动机、工作油泵、液力变矩器、齿轮变速箱、前后桥和输出系统等,如图1所示.可以看出,发动机的输出功率分流主要为:

- ①通过液力变矩器、变速箱和驱动桥驱动车辆行驶;
- ②通过工作油泵驱动工作装置进行作业.从图中还可以看出,稳态时的泵轮输入端的净功率和净转矩分别为

$$N_{er} = N_e - N_p \quad (1)$$

$$T_{er} = T_e - T_p \quad (2)$$

式中: N_e 、 T_e 分别为发动机的输出功率和转矩; N_p 、 T_p 分别为工作油泵消耗的折算到发动机输出端的功率和转矩.



J_e, ω_e : 发动机的转动惯量和角速度; T_B, ω_B : 变矩器泵轮端的转矩和角速度; T_t, ω_t : 变矩器涡轮端的转矩和角速度; J_1, J_O : 变速箱输入轴、输出轴的转动惯量; T_g, ω_g : 变速箱输出的转矩和角速度; T_L, F_L : 车轮所受的转矩和阻力; i_D : 车轮端速比

图1 传动系统模型

1.2 柴油发动机的静态特性模型

工程车辆的动力源通常采用全程式柴油发动机, T_e 是油门开度 α 和角速度 ω_e 的函数, 静态调速特性可以通过角速度和油门开度的二次多项式进行拟合^[6], 即

$$T_e = \sum_{k=0}^2 A_k \omega_e^k + \alpha \sum_{k=0}^2 B_k \omega_e^k \quad (3)$$

其中 A_k 、 B_k 为常数。

由于发动机在工作中 66%~80% 的时间处于动态, 而动态下的发动机特性与静态下的发动机特性是不相同的^[7], 因此在研究发动机的动力性和燃油经济性时, 需要对发动机的动态特性进行研究。

1.3 柴油发动机的动态特性模型

当柴油发动机加速运转时, 由于曲轴转动惯量的存在, 动态输出转矩有所下降, 此时动态输出转矩^[4-8]为

$$T_e^d = T_e - \lambda_1 \frac{d\omega_e}{dt} \quad (4)$$

当变油门加速时

$$T_e^d = T_e - \lambda_1 \frac{d\omega_e}{dt} - \lambda_2 \frac{d\alpha}{dt} \quad (5)$$

式中: λ_1 、 λ_2 分别为转速和油门开度变化时的动态下降系数, 可由试验获得. 式(5)为柴油发动机的动态特性数学模型。

车辆的动态牵引力为

$$F_e^d = \frac{i_g i_o \eta T_e^d}{r} \quad (6)$$

ω_e 与车速 v 的关系为

$$\omega_e = \frac{i_g i_o v}{3.6r} \quad (7)$$

式中: i_g 为变速器传动比; i_o 为车辆的后桥传动比; η 为车辆传动系统效率; r 为车轮半径。

2 换挡规律

换挡规律是指相邻两排挡之间的自动换挡时刻随控制参数变化的规律^[4]. 目前, 工程车辆自动换挡最前沿的理论是四参数换挡规律, 它是以提高变矩器效率为目的, 根据假定的最低效率 $\eta_{\min} = 0.75$ 进行换挡控制的^[3]. 这种换挡策略可以提高变矩器的效率, 然而人为假设的最低效率并非最佳的, 并且仍然是静态换挡规律, 而实际中工程车辆常常在变载荷甚至在超载荷下作业, 因此需要考虑动态特性. 试验中只有考虑车辆运行的动态工况, 根据车辆加速度进行换挡, 才能获得最佳换挡点, 从而最大限度地提高工程车辆的动力性和经济性。

2.1 动态四参数换挡规律

工程车辆以作业为主要目的, 因此保证车辆在工作中良好的动力性是自动换挡控制的首要目标. 本文主要研究了工程车辆的动力性换挡规律, 同时兼顾了经济性. 工程车辆在作业时, 工作油泵分流了发动机很大一部分的功率, 最高达 40%~60%, 并且波动很大, 这与以行驶为主的汽车具有本质的区别. 因此, 研究工程车辆自动换挡不能照搬汽车的换挡规律, 而应该考虑工作油泵压力的变化, 以准确把握发动机动力的流向。

工程车辆作业时, 工作油泵消耗的转矩折算到发动机输出端为

$$T_P = p q / 2\pi \eta_p i_p \quad (8)$$

式中: p 、 q 、 η_p 、 i_p 分别为工作油泵的压力、额定排量、机械效率、工作油泵与发动机之间的传动比。

由式(2)、式(3)、式(5)~式(8)可得出工程车辆

动态的驱动力为

$$F_{\text{er}}^{\text{d}} = \left[\sum_{k=0}^2 (E_k v^k + \alpha F_k v^k) - \frac{pq}{2\pi\eta_p i_p} - \frac{i_g i_o \lambda_1}{3.6r} \frac{dv}{dt} - \frac{\lambda_2 d\alpha}{dt} \right] \frac{i_g i_o \eta}{r} \quad (9)$$

其中 E_k 、 F_k ($k=0,1,2$) 为常系数,可由式(3)、式(7)和式(9)求出

$$\left. \begin{aligned} E_k &= A_k \left(\frac{i_g i_o}{3.6r} \right)^k \\ F_k &= B_k \left(\frac{i_g i_o}{3.6r} \right)^k \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

车辆在行驶过程中,受到的阻力(包括各种摩擦阻力和空气阻力等)可视为车速的二次函数^[8],即

$$F_L = c_0 + c_1 v + c_2 v^2 \quad (11)$$

汽车一般在平稳的公路上行驶,公路坡度角很小,可以忽略不计,但工程车辆的工作环境恶劣,常常要在高低不平的路况下作业,道路坡度角通常较大,因此不可忽略。车辆行驶阻力还应该包括因道路坡度角而引起的阻力,即

$$F_L = c_0 + c_1 v + c_2 v^2 - G \sin \beta \quad (12)$$

式中: c_k ($k=0,1,2$) 为二次多项式系数; G 为车辆所受重力; β 为道路的坡度角,上坡时 $\beta > 0^\circ$,起到减速的作用,下坡时 $\beta < 0^\circ$,可帮助车辆加速运行。

动力换挡的依据是换挡前后的加速度相等^[4],即

$$a_k = a_{k+1} \quad (13)$$

$$\frac{F_{\text{er},k}^{\text{d}} - F_{L,k}}{\delta_k m} = \frac{F_{\text{er},k+1}^{\text{d}} - F_{L,k+1}}{\delta_{k+1} m} \quad (14)$$

将式(9)~式(12)代入式(14)并整理简化可得

$$b_0 + b_1 v + b_2 v^2 = 0 \quad (15)$$

取满足 $v_{\text{min}} \leq v \leq v_{\text{max}}$ 的根为升挡点 v_2 , v_{min} 、 v_{max} 为 k 挡的最低和最高挡位。解得

$$v = \frac{-b_1 \pm (b_1^2 - 4b_0 b_2)^{1/2}}{2b_2} \quad (16)$$

式中: m 为车辆质量; δ_k 为 k 挡时的质量换算系数; b_0 、 b_1 、 b_2 为二次方程的系数,以上是对非最高挡时的最佳升挡点的求解。同理,可以求出降挡点 v_1 。

2.2 换挡策略及换挡品质

根据最佳换挡点 v_1 和 v_2 ,可制定换挡策略。若 $v < v_1$,则非最低挡时进行升挡;若 $v > v_2$,则非最高挡时进行降挡;若 $v_1 \leq v \leq v_2$,则原挡位保持不变。

换挡品质的评价指标很多,其中换挡冲击度 J 是评价换挡品质优劣的一个重要指标,它是指车辆纵向加速度的变化率,并通过下面的公式求得

$$J = da/dt \quad (17)$$

由式(13)可得

$$J = (a_{k+1} - a_k)/t = 0 \quad (18)$$

当动力换挡冲击度为 0 时,不仅大大提高了换挡品质和乘坐舒适性,而且还延长了系统零部件的寿命。

3 试验及分析

3.1 换挡试验

为了验证工作油泵压力和坡度角对工程车辆动态换挡规律的影响,本文在吉林大学“211 工程”所建大型设备“工程车辆电控系统试验台”上进行了试验研究。该试验台以 ZL50 轮式装载机动力传动系统的主要组成部分为基础,由带有全程调速器的 X6130 柴油发动机、YJ355 型液力变矩器、4D180 动力换挡变速器、升速器、PD-WC375 型电涡流测功机以及电控系统等部件组成。在油门开度为 100% 和道路坡度角为 0 的情况下,最佳换挡点与油泵压力的关系曲线如图 2 所示,其中 1~3 分别为三挡与四挡、二挡与三挡、一挡与二挡的最佳换挡曲线。

在油泵压力为 0、油门开度为 50% 的情况下,3 种不同坡度下的最佳动力性换挡规律曲线如图 3 所示。其中,曲线 1~3 分别为坡度角 $\beta = -20^\circ, 0^\circ, 20^\circ$ 时的换挡曲线。

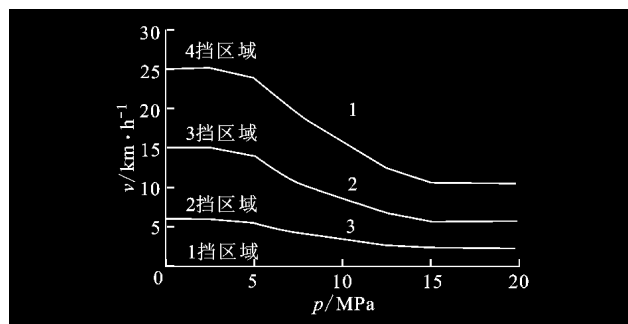


图2 四参数的动力换挡规律

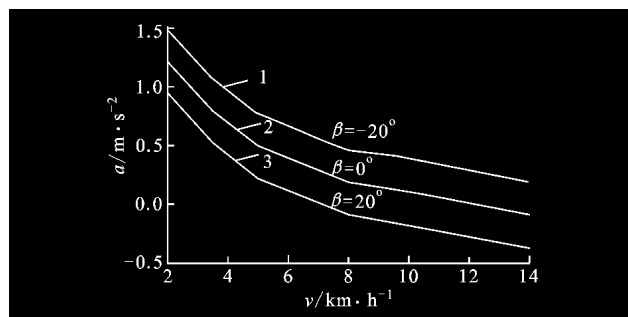


图3 不同道路坡度下的换挡规律

3.2 试验分析

由图 2 可以看出,最佳换挡点随工作油泵压力的增大而显著下降,当油泵压力由 0 增加到 20 MPa 时,3 条最佳换挡曲线上的点分别下降了 3.79、

9.14、14.49 km/h. 由于工作油泵压力的变化对工程车辆最佳换挡点的影响比较大,因此在研究工程车辆换挡规律时,必须考虑工作油泵压力变化的影响。

由图3可以看出,当下坡($\beta < 0^\circ$)时,车辆行驶的加速度增大,此时道路的坡度起到动力作用,匀速车速增大. 当上坡($\beta > 0^\circ$)时,车辆的加速度减少,此时道路的坡度起到阻力作用,使匀速车速明显减小。

4 结 论

由于以作业为主的工程车辆与以行驶为主的汽车的换挡规律从本质上具有不同的性质,因此本文在三参数动力换挡规律的基础上,针对工程车辆作业时工作油泵压力的变化提出了动力换挡策略,推导出工作油泵的压力变化及坡度角的变化与最佳动力性换挡点的关系. 试验结果表明,最佳换挡车速点随工作油泵压力和道路坡度角的增大而减小,动态四参数的换挡规律不仅反映了车辆换挡的动态过程,而且换挡冲击度为0,换挡品质较好. 因此,采用本文提出的工程车辆的换挡策略,可以更加准确地求出最佳换挡点,从而进一步提高了工程车辆的动力性、经济性和作业效率。

参考文献:

- [1] 赵丁选, 马铸, 杨力夫, 等. 工程车辆液力机械传动系统的动力性分析[J]. 中国机械工程, 2001, 12(8): 948-950.
ZHAO Dingxuan, MA Zhu, YANG Lifu, et al. Analysis on the power for hydrodynamic-mechanical transmission system of vehicle [J]. China Mechanical Engineering, 2001, 12(8): 948-950.
- [2] 王卓, 赵丁选. 工程车辆自动变速器换挡的神经网络控制系统 [J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(3): 274-277.
WANG Zhuo, ZHAO Dingxuan. Neural networks control system of engineering vehicle automatic shift [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(3): 274-277.
- [3] 闫磊, 黄海东, 赵丁选, 等. 工程车辆四参数自动换挡策略研究 [J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 1-4.
YAN Lei, HUANG Haidong, ZHAO Dingxuan, et al. Study on automatic shift strategy of construction vehicle with four-parameter [J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(4): 1-4.
- [4] 葛安林, 李焕松, 武文治, 等. 动态三参数最佳换挡规律的研究 [J]. 汽车工程, 1992, 14(4): 239-247.
GE Anlin, LI Huansong, WU Wenzhi, et al. Optimized shift schedule controlled by dynamic 3-parameter [J]. Automotive Engineering, 1992, 14(4): 239-247.
- [5] YIN Xiaofeng, TAN Jingxing, LEI Yulong, et al. Combined control strategy for engine rotate speed in the shift process of automated mechanical transmission [C]// SAE 2004 World Congress and Exhibition. Detroit, Michigan, USA: SAE, 2004.
- [6] MURIN J. Some properties of a diesel drive line with hydrodynamic torque converters of the latest generation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2005(40): 99-117.
- [7] 陈宁. 工程车辆节能换挡规律智能控制方法研究 [D]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2005.
- [8] 葛安林, 吴绵秋, 林明芳. 汽车动力传动系统参数的最佳匹配 [J]. 汽车工程, 1991, 13(1): 35-42.
GE Anlin, WU Jinqiu, LIN Mingfang. Optimum matching of parameter for automotive power train [J]. Automotive Engineering, 1991, 13(1): 35-42.

(编辑 管咏梅)

[文摘预登]

透平叶栅二次流瞬态特性的新测试方法

王顺森, 毛靖儒, 刘观伟, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

为了解决常规粒子图像测速仪系统对小于20%主流速度的弱次流场进行测量时无法得到可靠矢量场的问题,通过调整第2束片光使其沿主流方向偏移1~1.5 mm来跟踪粒子运动,实现了对高速流动中弱二次流瞬态速度场的可靠测量.在此基础上,组合调制4束激光片光的触发时序和空间位置,使不同时间触发的片光能跟踪粒子的运动,再结合2套互相关CCD和偏振光技术,可获得3组高时间分辨率的连续瞬态矢量场,从而实现了非定常二次流质点运动及涡系结构演绎过程的跟踪测量。