DOI: 10.3901/JME.2019.08.106

基于动态规划的液力机械自动变速传动(HMPRT)自动换挡控制策略*

尤 勇 孙冬野 刘俊龙 秦大同
(重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400044)

摘要: 针对外界负载变化比较剧烈的轮式装载机等工程车辆采用传统液力机械自动变速器时, 面临着效率偏低、油耗较大的问题, 提出在轮式装载机上应用新型回流式液力机械自动变速传动(Hydraulic mechanical power reflux transmission, HMPRT)系统。装载机需要通过换挡来适应复杂的作业要求, 所以结合 HMPRT 调速特性制定基本换挡规律。考虑到装载机等工程车辆常在已知典型的工况下进行作业, 同时为避免基本换挡规律的动力性和经济性模式的来回切换, 降低驾驶员的工作量, 采用动态规划建立 HMPRT 换挡规律的优化设计方法。该方法首先根据装载机常用作业工况的特点及 HMPRT 的换挡特性, 确定 DP 控制参数, 以燃油消耗作为代价函数, 并且增加惩罚函数, 用来避免产生频繁换挡现象。研究结果表明, 采用动态规划提出的换挡规律时, 与最佳动力性换挡规律相比燃油消耗降低 3.5%, 与最佳经济性换挡规律相比换挡次数减少 33.3%。综合考虑了典型作业工况, 在保证动力性和经济性的同时, 避免了频繁换挡。

关键词: 回流式液力机械传动系统; 换挡规律; 动态规划; 燃油经济性; 速比

中图分类号: TH132

Gearshift Strategy for HMPRT Base on Dynamic Programming

YOU Yong SUN Dongye LIU Junlong QIN Datong
(The State Key Lab of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044)

Abstract: The external load of engineering vehicles such as wheeled loaders changes dramatically, traditional hydraulic mechanical automatic transmission is generally used, but it faces the problems of low efficiency and high fuel consumption. Therefore, a new type of hydraulic mechanical power reflux transmission system is proposed to apply to wheeled loaders. Because loaders need to adapt to complex operation requirements by shifting, the basic shift strategies are formulated according to the speed regulation characteristics of HMPRT. Considering that loaders and other engineering vehicles often work under the known typical working conditions, in order to avoid the back-and-forth switching of the dynamic and economic modes of the basic shift strategies and reduce the driver's workload, an optimal design method of the shift strategy of HMPRT is established by using dynamic programming(DP). First, according to the traits of the working condition of the loader and the gearshift characteristic of HMPRT, the DP control parameters are determined. The fuel consumption is used as cost function, and a penalty function is added to avoid frequent gearshift phenomenon. The research results indicate that the proposed DP shift strategy has good performance: the fuel consumption is reduced by 3.5% compared with the optimal dynamic shift strategy and the shift times are reduced by 33.3% compared with the optimal economic shift strategy. Considering the typical working conditions comprehensively, the frequent shifting is avoided while the power and economy are guaranteed.

Key words: hydraulic mechanical power reflux transmission(HMPRT); gearshift schedule; dynamic programming(DP); fuel consumption; speed ratio

0 前言

工程车辆在现在的国民经济建设的各种工程

领域发挥着重要的作用, 特别是自动变速技术在工程车辆上的应用, 有效地减轻了驾驶员的作业强度, 提高了作业效率^[1-3]。液力机械自动变速系统(Hydraulic mechanical automatic transmission, AT)具有液力传动和机械传动的双重特点, 既能避免因载荷突变引起车辆“熄火”, 又能提高在低速状态下克

* 国家自然科学基金(51875055)和国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2014CB046304)资助项目。20180422 收到初稿, 20181221 收到修改稿

服重载的能力,所以工程机械上广泛应用此种传动形式。但由于液力变矩器的存在,传动效率比较低,在工程作业工况的平均传动效率只有 30%~50%,装载机在 V 型作业工况的单位作业循环的燃油消耗为 0.346 L^[4],因此燃油消耗的有效利用率不高,这会直接造成大气污染和能源的浪费。为了提高整车的经济性,必须要解决效率低的问题,目前大多数的研究工作都放在优化传动部件的结构设计,如优化叶片、工作轮和增加档位数^[5]。本文中提出的回流式液力机械自动变速传动(Hydraulic mechanical power reflux transmission, HMPRT)作为一种新的传动方式,在较为显著提升传动系统效率的前提下,仍然保持传统 AT 低速增扭、缓冲减震、发动机不易熄火等优点。故将其应用在工程机械上不失为一种提高燃油经济性的解决方案。

工程车辆的作业环境复杂,需要通过换档来适应各种作业工况,且换档点的选择能直接影响车辆的动力性、经济性和排放性,所以为 HMPRT 工程车辆制定合理的换档规律是相当关键的^[6-7]。鉴于 HMPRT 为新型变速器,换档规律方面的研究从未有过,所以我们借鉴其他类型变速器换档策略。ZHANG 等^[8]为了保证工程车辆高传动效率,采用 Elman 神经网络制定了包括工作泵的功率消耗在内的四参数换档规则,使得液力变矩器工作在高效区域内,提高了节能效果。HOU 等^[9]针对装备 AMT 的纯电动汽车,用电机效率曲线替代传统发动机的燃油消耗曲线,然后控制车辆总是工作在高效率区域,提出了经济性换档规律。MIAO 等^[10]针对 AMT 车辆,为了提高燃油经济性,在传统换档参数油门和车速之外,提出了地形系数,从而构成了三参数换档规则。VAGG 等^[7]针对装备 6 档变速器的混合动力汽车,为了改善燃油经济性和驱动性能,采用统计方法对不同驱动工况下的换档规律进行分析,从而得到换档 MAP 图,并在实车上验证其有效性。

在结构上, HMPRT 的液力变矩器反向置于功率回流路径,不同于 AT 单纯用来传递转矩的作用,而主要用于调速功能,从而形成了档位变速装置的有级调速和液力变矩器的自动调速相结合的分段无级调速形式。与传统工程车辆相比, HMPRT 由于液力变矩器全程不闭锁,所以能更好地利用液力传动的特性,从而能较好地控制发动机工作在较理想的区域,提高燃油利用率。HMPRT 的这些特点决定了其换档策略的制定不能照搬传统工程车辆。

当前工程车辆上的换档规律一般可分为两类:

一类是考虑燃油消耗的最佳经济性换档规律,另一类就是考虑牵引力等加速参数的最佳动力性换档规律^[10]。上面介绍的换档规律均是按照这个原则进行制定的,故可以按照同样的目标,制定 HMPRT 的两种换档策略来作为基本换档规律。

然而,最佳动力性换档规律只是考虑了整车的动力需求没有考虑燃油经济性,而最佳经济性换档规律往往是牺牲了其他的一些性能,比如通过频繁换档方式,从而确保了燃油经济性。工程车辆如轮式装载机,经常在某一特定的工况下进行作业,如果我们仍然按照最佳动力性或者是经济性原则制定换档规律,这不能实时适应工况的实际需要,也就是说,不能在整个工况内使动力传动系统工作在最佳换档点。因此,本文采用动态规划算法(Dynamic programming, DP),求解 HMPRT 在典型作业工况下的全局最优换档规律。

1 HMPRT 动力传动系统

1.1 HMPRT 结构

如图 1 所示为 HMPRT 系统的结构,主要由发动机、定速比齿轮、双导轮液力变矩器、行星齿轮机构(行星架、太阳轮、齿圈)、档位变速机构和主减速器等组成。其中,定速比齿轮的主动轮固定在发动机的输入轴上,其从动轮则与行星排机构中的行星架所在的轴相连,这里液力变矩器的泵轮和涡轮反置于回流路径,液力变矩器的泵轮和行星排的太阳轮固连在一起,涡轮固定在发动机输入轴上,齿圈与档位变速机构的输入轴相连,档位变速机构的输出轴与主减速器、差速器相连。

HMPRT 系统作为复合传动的一种形式,即在行星轮处实现分流,它的功率流向主要是:发动机功率→定速比齿轮主动轮→定速比齿轮从动轮→行星架,在行星架处利用行星排功率分流的特性,实现功率分流,小部分的功率由太阳轮→泵轮→涡轮,从而回流到发动机输入轴,自此定速比齿轮机构、行星架、行星轮、太阳轮和液力变矩器构成了一个功率回流路径;其他大部分功率则经由齿圈→档位变速机构的输入轴、输出轴→主减速器等→驱动车轮行驶。

通过液力变矩器的反置,通过小部分功率实现调速功能,避免了工程车辆中液力传动效率低的缺点,而且通过变矩器的连续调速功能和档位变速器的速比变换实现整个变速传动系统的全程无级变速。

图 1 回流式液力机械自动变速传动系统结构简图

1.2 速比效率特性

速比效率特性是 HMPRT 的基础特性，为了求解 HMPRT 的换挡规律，我们有必要分析其速比和效率特性。

1.2.1 速比特性

根据行星机构的运动学特性方程以及 HMPRT 系统的输入输出特点可知

$$\begin{cases} n_t + \alpha n_q = (1 + \alpha)n_j \\ n_i = i_y n_t \\ n_j = n_i / i_k \\ n_q = n'_o \end{cases} \quad (1)$$

式中， n_t 、 n'_o 分别是 HMPRT 系统的输入转速和齿圈处的输出转速； n_t 、 n_j 、 n_q 分别是行星排太阳轮、行星架和齿圈的转速； i_k 是定速比齿轮副的速比； i_y 为液力变矩器的速比； i_g 是挡位变速器的速比； α 为行星排结构参数。

由上面的式子计算得到 HMPRT 系统速比 i_{sys} (不包括主减速器、轮边减速器等部分的速比)

$$i_{\text{sys}} = \frac{\alpha i_k i_y i_g}{(1 + \alpha)i_y - i_k} \quad (2)$$

为了保证配备 HMPRT 系统的车辆在整个速比范围内连续可调，我们设定在液力变矩器的高效区范围内，由挡位变速装置的 N 档速比所确定的 HMPRT 系统速比范围的最小值等于 $N+1$ 档速比所确定的 HMPRT 系统速比范围的最大值。本文采用

的 HMPRT 系统速比如图 2 所示。

$$\min(i_{\text{sys}} | i_{g=n}) = \max(i_{\text{sys}} | i_{g=n+1}) \quad (3)$$

图 2 HMPRT 速比特性曲线

1.2.2 效率特性

根据行星机构的转矩方程以及 HMPRT 转矩的传递关系可知

$$\begin{cases} M_t : M_q : M_j = 1 : \alpha : 1 + \alpha \\ M_j = i_k \eta_k (M_i + k M_t) \\ M'_o = M_q \\ M_o = M'_o i_g \eta_g \\ k = i_y \eta_y \end{cases} \quad (4)$$

式中， M_t 、 M_q 、 M_j 分别是行星轮系的太阳轮、齿圈和行星架的转矩； M_i 、 M'_o 分别是 HMPRT

系统输入轴和齿圈处输出转矩； η_y 、 η_k 分别是液力变矩器和定速比齿轮副的效率， η_g 是档位变速机构的效率， k 是液力变矩器的变矩系数。

由上面可以推导出，从整个回流传动系统的系统的效率

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{\eta_k \eta_g [(1 + \alpha) i_y - i_k]}{(1 + \alpha) i_y - \eta_k \eta_y i_k} \quad (5)$$

图 3 为 HMPRT 系统的效率特性曲线(不包括主减速器、轮边减速器等部分)，其横坐标为 HMPRT 系统速比，纵坐标为 HMPRT 系统效率。

图 3 效率特性曲线

1.3 整车部件建模

本文中采用国内柳工的一款装载机，具体的车辆配置参数如表 1 所示。

表 1 装载机结构参数

参数	数值
机质量 m/kg	16 800
滚动半径 r/m	0.75
滚动阻力系数 f	0.033
空气阻力系数 C_D	0.18
主减速器速比 i_0	4.625
轮边减速比 i_{wr}	4.875
迎风面积 A/m^2	6
行星排结构参数 α	5
档位变速装置速比 i_g	[1.599 4 1.142 5 0.888 7 0.727 1 0.615 3]
齿轮传动效率 η	0.95

整个 HMPRT 传动系统是多惯性和多自由度的，为了避免动态规划算法的运算太过于复杂和为了方便后边搭建 HMPRT 换档动力学模型，所以有必要对 HMPRT 系统的各个部件进行建模。

1.3.1 发动机数值模型

发动机模型大多是基于发动机的台架试验数据，发动机的转矩可以通过下面的公式来描述。

$$T_e = T_e(a, n_e) \quad (6)$$

式中， T_e 为发动机转矩， a 为加速踏板开度， n_e 为发动机转速。

本文采用 YC6L310-50 型柴油发动机，通过插值、拟合处理，建立如图 4 所示的发动机的稳态转矩模型。

图 4 YC6L310-50 型发动机稳态转矩曲线

发动机的燃油消耗率可以通过下面的公式来描述，燃油消耗率模型可以如图 5 所示。

$$b_e = b_e(P_e, n_e) = b_e\left(\frac{T_e n_e}{9550}, n_e\right) = b_e(T_e, n_e) \quad (7)$$

图 5 YC6L310-50 型发动机燃油消耗率数值模型

1.3.2 液力变矩器模型

HMPRT 系统的液力变矩器的功能，有别于传统工程车辆，其主要作用是为了实现调速功能，从而扩大速比调节范围。考虑到液力变矩器的高效区范围和变矩能力，本文选择双导轮液力变矩器，液力变矩器的性能主要体现为三个参数：效率、变矩比 K_y 和能容系数 $C^{[11]}$ 。

$$i_y = n_w / n_b \quad (8)$$

$$K_y = T_w / T_b \quad (9)$$

$$C = T_b / n_b^2 \quad (10)$$

式中， K_y 为变矩系数， C 为泵轮的容能系数， n_w 、 n_b 分别是涡轮和泵轮的转速， T_w 、 T_b 分别是涡轮和

泵轮的转矩。

本文选择的双导轮液力变矩器的三个性能参数随速比变化,如图6所示。

图6 液力变矩器原始特性曲线

1.3.3 车辆行驶阻力模型

本文中的轮式装载机选择其作业在水平的压紧土路,滚动阻力系数 f 为0.033,装载机作业中存在铲掘阻力,由于铲掘阻力的计算比较复杂,本文中采用下面的经验公式来计算铲掘阻力,同时为了简化仿真计算,在作业过程中的铲掘阻力 F_k 视为恒定值,不考虑作业中的物料种类、铲掘深度、料堆高度和掘起阻力等因素的变化^[12-13]。

$$F_k = 10K_1K_2l_c^{1.25}B_gK_3K_4 \quad (11)$$

式中, K_1 是物料块度与松散度系数,选择细粒物料时为0.5; K_2 是物料种类系数,选择砂砾为0.1; l_c 为铲斗插入料堆深度,取0.7斗底长度为108.7 cm; B_g 为铲斗宽度,取300 cm; K_3 为料堆高度系数,取高度0.5 m时为0.6; K_4 为铲斗形状系数,取1.2。

总行驶阻力方程为

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_k = mgf + \frac{C_D A u^2}{21.15} + \delta m \frac{du}{dt} + F_k \quad (12)$$

2 基于DP算法的HMPRT换档规律

2.1 HMPRT换档规律优化问题

在传统的工程车辆中,一般选择车速和加速踏板开度作为换档规律控制参数,加速踏板开度能反映驾驶员意图,车速则反映当前的车速状态。根据前面的HMPRT速比效率特性的分析,我们可以看出如果我们继续沿用两参数换档规则,我们无法像AT和AMT那样,在一定的加速踏板开度下,唯一确定当前的系统速比,因为HMPRT中的液力变矩器的状态未定,即系统速比和效率无法确定,从而

无法判断当前的换档点,这从系统速比和效率公式中很容易看出来。

鉴于HMPRT系统中液力变矩器的状态会对系统速比、系统效率产生决定性的影响。所以,本文在车速和油门开度作为换档控制参数的基础上,引入液力变矩器速比,从而构建HMPRT三参数换档规律。我们首先通过车辆行驶方程求取在一定油门开度下和一定液力变矩器速比下的加速度曲线,若相邻档位的加速度曲线存在交点,则交点即为动力性换档点,若无交点,则取该档位的最高车速对应的点为换档点,依次取不同油门和不同液力变矩器速比,并按照上述原则确定HMPRT最佳动力性换档点,如图7所示为最佳动力性升档规律,一般降档规律均是通过升档曲线而来,这里采用收敛型降档规律,得到HMPRT最佳动力性降档规律,如图8所示;然后通过发动机的有效燃油消耗率MAP图,在保证车辆足够牵引力的前提下,求取在一定油门开度下和一定液力变矩器速比下燃油消耗率最低的点,选择为最佳经济性换档点,接下来按照动力性曲线相同的求取方法得到HMPRT最佳经济性升、降档规律,如图9、10所示。由于这部分不是本文的研究重点,在此不作详细介绍。

图7 最佳动力性升档规律曲面

图8 最佳动力性降档规律曲面

图 9 最佳经济性升档规律曲面

图 10 最佳经济性降档规律曲面

虽然上面已经制订了 HMPRT 装载机的两种最佳换档规则,但是由于装载机的作业工况非常复杂,工程作业时要求输出很大的动力,时而对动力需求很少,这时候就要以节约燃油为目的,这就要求驾驶员在最佳动力性和最佳经济性换档规律之间来回切换,这不但导致作业效率不高,还会给驾驶员增加工作量。考虑到装载机经常在一些典型工况下进行作业,我们可以通过动态规划方法^[14-15],用常用的典型作业工况来返求 HMPRT 车辆的换档规律,从而保证车辆能根据实时工况来决定不同的换档动作,这也能发挥 HMPRT 在工程车辆上的优势。

2.2 动态规划算法

动态规划从本质上讲,是一种非线性规划方法,是多目标的全局优化算法,其核心是 Bellman 最优性原理。它指出多级决策过程的最优策略具有这样的性质:不论初始状态和初始决策如何,当把其中的任何一级和状态再作为初始级和初始状态时,其余的决策对此必定也是一个最优策略^[16]。

将整个决策过程分成 N 段,在第 $k(k=0,1,\dots,N)$ 段状态变量为 $x(k)$,控制变量为 $u(k)$,状态方程是

$$x(k+1) = f[x(k), u(k)] \quad (13)$$

接下来就是要求解最优控制序列 $u^*(k)$,使代价函数 J 取得最小值,即

$$J = \phi[x(N), N] + \sum_{k=0}^{N-1} L[x(k), u(k), k] \quad (14)$$

2.3 HMPRT 换档规律的 DP 优化

为了优化 HMPRT 系统的换档规律,除了简化传动系统外,还需要对相应的参数进行离散化处理(图 11),这样 HMPRT 连续换档的动态过程转换为多级决策问题。在求解整个驱动工况的最佳燃油消耗时,设定系统仿真步长为 1 s,对于系统中存在的频率大于 1 Hz 的部件忽略不计。

图 11 DP 优化流程

V 型作业工况由于工作循环时间短,作业效率高且比较平稳,是装载机铲装作业常用的典型工况。在工程作业中需要不停地换档变速,为了有针对性地优化装载机的换档规律,现选取 V 型作业工况。根据作业工况的运动学特征,V 型作业工况主要分为前进铲料阶段、铲掘段、铲料满载后退阶段、前进卸料阶段和后退阶段^[17-18],如图 12 所示。考虑到装载机前进和后退的换档控制策略制定的方法相

图 12 装载机车速工况

同,所以本文将 V 型工况的速度全部取正,即倒档行驶情况视为前进行驶工况,从而构成一个新的作业工况,如图 13 所示。

图 13 装载机新 V 型工况

根据装载机的 V 型作业工况,并基于上面的假设,按照动态规划算法将整个工况分成 N 段,每段持续时间为 1 s,具体相应参数的离散化形式如下所示

$$n_e(k) = i_{sys}(k)i_0i_w n_w(k) = i_0 n_w(k) \left(\frac{\alpha i_y(k)i_g(k)}{(1+\alpha)i_y(k)-1} \right) \quad (15)$$

$$T_w(k) = \eta_{sys}(k)i_{sys}(k)i_0i_w T_e(k) = i_0i_w T_e(k) \left(\frac{\alpha i_y(k)i_g(k)}{(1+\alpha)i_y(k)-1} \right) \times \left(\frac{(1+\alpha)i_y(k)-1}{(1+\alpha)i_y(k)-\eta_k\eta_g} \right) \eta_k\eta_g \quad (16)$$

式中, $n_e(k)$ 为阶段 k 时的发动机转速(r/min); $n_w(k)$ 为阶段 k 的车轮转速(r/min); $T_w(k)$ 为车轮转矩(N·m); i_0 、 i_w 分别是主减速器和轮边减速器的速比。

在 DP 的计算过程中,为了更新每段时间 k 内车轮处的转速,可以利用下面的表达式

$$n_w(k+1) = n_w(k) + (60/2\pi)[T_w(k) - F_t(k)r_w] \cdot \Delta t / I_v \quad (17)$$

$$I_v = [(I_e + I_y + I_{in})i_{sys}^2 + I_{out}^2]i_0^2 + mr_w^2 \quad (18)$$

式中, $F_t(k)$ 为阶段 k 时的驱动力; I_e 、 I_y 、 I_{in} 分别是发动机、液力变矩器和输入轴处的转动惯量; r_w 为车轮半径。

HMPRT 车辆在进行换档操作时,为了实现全程速比上的连续,需要保证在多级档位变速装置换档前后,整个传动系统的系统速比相等,一般地,

当我们决定在某个时刻决定升档时(假设由 N 档升到 $N+1$ 档),无论当前的液力变矩器的速比 i_y 处于什么位置,都要使得液力变矩器的速比变化到 N 档所决定的最大 HMPRT 系统速比所对应的液力变矩器速比的位置,然后换档之后还要使得液力变矩器的速比工作在 $N+1$ 档位所决定的最小的系统速比所对应的位置,这样通过 HMPRT 的速比特性可以知道,在整个速比调节上是连续的。

所以,根据 HMPRT 传动系统的动力学模型,选择当前位置档位 $D(k)$ 、车轮角速度 $n_w(k)$ 作为状态变量 $x(k)$, 即

$$x(k) = [n_w(k), D(k)] \quad (19)$$

从上面的各离散表达式中,可以看出各个参数受档位变化、液力变矩器的速比以及发动机转矩的影响,加上考虑到 HMPRT 换档规律的特点,在这里选择换档命令 $D_s(k)$ 、发动机转矩 $T_e(k)$ 以及液力变矩器的速比 $i_y(k)$ 作为控制变量,即 $u(k)$

$$u(k) = [D_s(k), T_e(k), i_y(k)] \quad (20)$$

其中换档命令 $D_s(k)$ 为

$$D_s(k) = \begin{cases} -1 & \text{降档} \\ 0 & \text{保持不变} \\ 1 & \text{升档} \end{cases} \quad (21)$$

当目前档位为一档时,档位只能保持不变或者升档;当目前档位为五档时,档位只能保持不变或者降档。档位只能连续变化,不能出现跳档现象。则当前的档位数为

$$D(k+1) = D(k) + D_s(k) \quad (22)$$

在 DP 优化过程中,控制变量 $u(k)$ 和状态变量 $x(k)$ 都要满足下面的约束条件为

$$n_{w,\min} \leq n_w(k) \leq n_{w,\max} \quad (23)$$

$$1 \leq D(k) \leq 5 \quad (24)$$

$$T_{e,\min}(n_e) \leq T_e(k) \leq T_{e,\max}(n_e) \quad (25)$$

$$n_{e,\min} \leq n_e(k) \leq n_{e,\max} \quad (26)$$

$$0 \leq P_e(k) \leq P_{e,\max} \quad (27)$$

由 HMPRT 的速比特性知道,为了实现整个传动系统的速比连续和保证系统效率,在匹配档位变速机构的速比、行星排结构参数等参数时,设定液力变矩器的高效区范围在[0.4, 1]的位置^[19]。这时候如果采取升档动作时,应该尽量使得液力变矩器速比 i_y 应该在 0.8~1 内,因为这样能使得该档位调节的速比位于较小的位置,升档后的速比变化不会太大,从而保证换档过程不会产生较大的换档冲击,

且此时 HMPRT 系统的效率较高, 所以在优化换档规律时, 这里的液力变矩器速比约束为

$$0.8 \leq i_y(k) \leq 1 \quad (28)$$

综上, HMPRT 系统的状态转移方程 f , 可以通过下面的形式表示

$$x(k+1) = f[x(k), u(k)] \quad (29)$$

计算 HMPRT 装载车辆的燃油消耗, 一般根据

$$Q_t = \frac{P_e b_e}{367.1 \rho g} = \frac{T_e n_e b_e}{367.1 \rho g} \left(\frac{2\pi}{60} \right) \quad (30)$$

式中, Q_t 分别是某一工作条件下的燃油消耗和每个时间段内的燃油消耗(单位: mL/s); b_e 为燃油消耗率, 单位为 $g/(kW \cdot h)$; ρ 为柴油密度(kg/h), 这里 ρg 取 $8N/L$ 。

本文求解优化的 HMPRT 换档规律的过程中(图 14), 采用整车的燃油消耗作为优化的性能目标函数, 即

$$J^* = \min Q = \min \sum_{k=0}^N Q(x(k), u(k), k) \Delta t \quad (31)$$

图 14 HMPRT 换档规律的 DP 数值计算过程

2.4 附加惩罚函数及性能目标函数

在求解 HMPRT 典型工况下的最佳换档规律时, 我们不能为了追求最小燃油消耗而频繁换档, 因为每一次换档都会使相应的换档操纵机构动作, 这不但会使相应的系统部件过度磨损, 而且会降低驾驶员的舒适性的体验。为了延长换档机构的寿命, 提高系统的可靠性, 需要避免频繁换档现象的发生, 在上面的代价函数里面加上惩罚函数 G_k , 不考虑换档执行机构产生的能量消耗。

$$G_k = \beta |i_{g,k+1} - i_{g,k}| \quad (32)$$

式中, β 为权重因子, 用来改善换档性能, 这里取正数; $i_{g,k}$ 为当前档位; $i_{g,k+1}$ 为目标档位。

β 的选择主要按照以下步骤: ① 将燃油消耗量的系数作为参考(这里系数是 1); ② 根据不加惩罚函数时求得的燃油消耗量和换档次数, 估算加

惩罚函数后的燃油消耗量和换档次数, 继而设定系数 β , 从而保证两者处于相类似的数量级; ③ 计算这时候的换档结果, 包括燃油消耗量和换档次数, 如果得到的换档结果不满意, 重新设定惩罚系数 β , 直到换档结果满意; ④ 经过上面优选, 选择 β 为 0.01。

这样, 求解 HMPRT 装载机典型工况下的最佳换档规律问题可以这样描述: 当 HMPRT 车辆从初始状态 $x(0) = [n_w(0) \ D(0)]$ 到末状态 $x(t_{end}) = [n_w(t_{end}) \ D(t_{end})]$, 找到一个最佳控制 $u(k)$, 确保 HMPRT 车辆在该工况下的总燃油消耗小的情况下换档次数少。

因此增加 G_k 之后, 优化的性能目标函数变为

$$J^* = \min \sum_{k=0}^N Q(x(k), u(k), k) \Delta t + G_k \quad (33)$$

利用 DP 算法求解 HMPRT 车辆的换档规律时, 下一步就要采用递归算法, 从选择工况的最后一步 N , 逐级向前递推:

第一步, 当 $k=N$ 时, $J^*(N) = 0$;

第二步, 当位于第 $k=0, 1, 2, \dots, N-1$ 步时, 其递归方程表示为

$$J_k^*(x(k)) = \min [Q(x(k), u(k)) \Delta t + J_{k+1}^*(x(k+1))] \quad (34)$$

当选择的控制变量 $u(k)$ 改变, 即使得 $D_s(k)$ 、 $T_e(k)$ 和 $i_y(k)$ 等参数变化, 从而将系统的状态由 $x(k+1)$ 变化到 $x(k)$, 在该过程中要满足各变量的约束条件;

第三步, 直到 $k=0$ 时, 计算完 $J_0^*(x(0))$, 找出使得各阶段代价函数 J^* 取最小值时控制变量集 $\{u(0), u(2), \dots, u(n-1)\}$, 从而确定各个阶段的最优的档位、液力变矩器速比、换档命令等最优参数, 根据上面这些控制变量和相应的状态变量即可获得 HMPRT 最佳换档点。

3 优化的 HMPRT 换档控制规律

基于上面运用动态规划优化 HMPRT 最佳换档点的方法, 编写相应的 M 文件, 即可得到优化的换档点, 再结合发动机的燃油消耗率模型和转矩模型, 我们便可以通过数据点的拟合得到适用于 HMPRT 装载机的升档规律, 一般由车速-油门开度-液力变矩器速比表示, 这样有利于跟其最佳动力性和经济性换档规律进行对比以及方便后边的建模仿真验证, 如图 15 所示。

图15 HMPRT 升档规律

从上面优化出的升档规律, 我们可以看出, 在图15从下到上分别是一档升二档、二档升三档、三档升四档和四档升五档的换档曲面, 将整个换档空间分成五部分, 当以车速-加速踏板开度-液力变矩器速比表示的工况处于某一区域时, HMPRT 装载车辆将在该档位作业。

可是优化得到的升档曲面, 由于一部分数据点分布的缘故, 导致当油门开度位于10%以下时, 存在着升档曲面重叠现象, 这会导致装载机在换档时, 容易产生循环换档现象, 所以需要对该部分修正。在此, 我们将1%~10%内的加速踏板开度范围内的换档规律修正为: 当加速踏板开度位于1%~5%时, 换档规律一律修正为加速踏板开度在5%时的HMPRT换档规律; 当加速踏板开度在6%~10%时, 换档规律一律修正为加速踏板开度在10%时的HMPRT换档规律。修正后的HMPRT升档规律如图16所示。

图16 修正后的HMPRT 升档规律

工程车辆的降档规律一般都是根据升档规律来制定的, 在本文中, 考虑到装载机作业工况的特点, 降档车速低于升档车速, 采用合理的换档延迟, 不但能够保证换档的稳定性, 而且还能避免循环换档, 所以这里采用等延迟型降档规律。这样有利于装载车辆在小加速踏板开度下, 容易提前换档, 一定程度有利于提高燃油经济性^[20], 如图17所示为HMPRT

的降档规律曲面。

图17 HMPRT 降档规律

4 仿真分析

为了验证动态规划优化得到的HMPRT换档规律的正确性与有效性, 运用Matlab/Simulink软件搭建HMPRT动力学仿真模型。将上面的换档策略导入到仿真模型里面, 并且跟HMPRT的最佳动力性和最佳经济性换档规律的仿真结果进行对比。

设定仿真环境为轮式装载机常见作业工况水平的压紧土路, 其滚动阻力系数为0.033, 验证的工况为V型作业工况。仿真结果如图18~23所示。

图18 不同换档规律的车速变化

图19 档位变速机构的档位变化

图 20 不同换档规律的油耗变化

图 21 不同换档规律的 HMPRT 系统速比

图 22 不同的换档规律的 HMPRT 系统效率

图 23 不同的换档规律的液力变矩器速比变化

图 18~23 为配备 HMPRT 的装载机在 V 型作业工况时, DP 优化的换档规律与最佳动力性和最

佳经济性换档规律的仿真控制结果。由图 18 可知, 无论采用何种换档规律, 装载机均能按照 V 型作业工况行驶, 车速变化区别不是很明显。图 19、20 分别给出了 HMPRT 系统中的档位变速机构的档位变化和燃油消耗变化情况, 档位随着作业工况的不同要求进行升降档变化, 装载机采用不同换档规律在作业工况的相同阶段, 档位变化有着很大的不同: 在一个作业循环内, DP 换档规律与最佳动力性换档规律相比, 换档次数增加了 8 次, 而燃油消耗则降低了 3.5%; 采用 DP 换档规律虽然比最佳燃油经济性换档规律多消耗 3.2% 的燃油, 但是经济性换档次数高达 24 次, 根据装载机的换档设计经验来说, 一般每小时的换档次数在 1 000 次以内^[21], 显然最佳燃油经济超出了这一标准, 而 DP 优化的换档规律按照仿真结果换算得每小时的换档次数最高达 848 次, 满足设计标准。图 21、22 分别是装载机 V 型工况仿真中 HMPRT 系统速比和系统效率的变化曲线(不包括主减速器和轮边减速器部分的速比)。从速比曲线中可以看出, 在整个仿真中随着档位的连续变化, HMPRT 速比在整个速比范围内实现连续可变速比调节, 这符合 HMPRT 速比调节特性的规律。从效率曲线中可以看出, 采用经济性换档策略时的系统效率低于采用 DP 和动力性换档策略时的效率, 这主要因为 HMPRT 在换档过程中, 需要调节液力变矩器速比实现系统速比连续可调(图 2), 因此, 根据图 23 可知, 采用经济性换档规律时, 由于较多的换档次数, 导致换档时液力变矩器速比工作于较低的速比区间, 从而使得系统效率较低。装载机 V 型作业期间的效率绝大多数位于 80% 以上的高效率区, 只有在装载机铲掘阶段系统效率有所降低。综上所述, DP 换档规律能较好地满足装载机 V 型作业工况的需求, 并能保证良好的经济性能。

5 结论

(1) 为改善传统液力传动效率较低的缺点, 利用 HMPRT 替代 AT, 应用于工程机械中, 并结合动力传动关系推导得到 HMPRT 的速比效率特性。

(2) 基于 HMPRT 系统的特性, 在传统两参数(车速和加速踏板开度)的基础上, 将液力变矩器速比考虑在内, 制定了 HMPRT 的基本换档规律(最佳动力性和最佳经济性换档规律)。

(3) 由于工程车辆经常在典型工况下进行作业, 而 HMPRT 的最佳动力性和经济性换档规律并不能保证车辆在保证合理的情况下进行换档且需要根据工况需要来回切换。故针对装载机的 V 型作业

工况,运用动态规划方法,以燃油消耗为性能目标函数,以换挡次数为惩罚函数来防止频繁换挡,优化设计了 HMPRT 换挡规律。

(4) 仿真结果表明:在每个 V 型作业循环中,采用优化后的 DP 换挡规律时燃油消耗和换挡次数分别为 0.147 8 L 和 16 次,相比采用最佳动力性换挡规律时燃油消耗降低了 3.5%;相比采用最佳经济性换挡规律时换挡次数减少了 33.3%。

本文研究配备 HMPRT 系统的装载机的换挡规律,接下来基于本文的 HMPRT 动力学模型和换挡特性,将继续对换挡的动力学特性进一步探索研究。

参 考 文 献

- [1] 许玉明,李爱峰,李光. 2012 年中国装载机市场分析 & 前景展望[J]. 机械管理开发, 2013, 133(3): 184-185.
- XU Yuming, LI Aifeng, LI Guang. Analysis and prospects for Chinese loader market in 2012[J]. Mechanical Management and Development, 2013, 133(3): 184-185.
- [2] ROSSETTI A, MACOR A. Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 62: 112-128.
- [3] SCHNEIDER M, KOCH O, WEBER J. Green wheel loader—operating strategy of an energy efficient hybrid drive train[J]. SAE, 2014-01-2400, 2014.
- [4] 李莺莺,邵善锋,李学忠,等. 基于智能控制的装载机自动换挡策略[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 216-220.
- LI Yingying, SHAO Shanfeng, LI Xuezhong, et al. Automatic gear shifting strategy for loader based on intelligent control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 216-220.
- [5] ROKAHR D. Improvement of machine efficiency to increase production the new liebherr 982[R]. SAE, 821096, 1982.
- [6] OH K, YUN S, KO K, et al. Gear ratio and shift schedule optimization of wheel loader transmission for performance and energy efficiency[J]. Automation In Construction, 2016, 69: 89-101.
- [7] VAGG C, BRACE C J, WIJETUNGE R, et al. Development of a new method to assess fuel saving using gear shift indicators[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(12): 1630-1639.
- [8] ZHANG Hongyan, ZHAO Dingxuan, TANG Xinxing, et al. Four-parameter automatic transmission technology for construction vehicle based on elman recursive neural network[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(1): 20-24.
- [9] XI J, XIONG G, ZHANG Y. Application of automatic manual transmission technology in pure electric bus[C]// Vehicle Power and Propulsion Conference, Sept. 3-5, 2008, Harbin, China. IEEE, 2008: 1-4.
- [10] MIAO C, LIU H, ZHU G G. Three-parameter transmission gear-shifting schedule for improved fuel economy[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2018, 232(4): 521-533.
- [11] 葛安林. 车辆自动变速器理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- GE Anlin. Theory and design of vehicle automatic transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 1991.
- [12] LIU X, SUN D, QIN D, et al. Achievement of fuel savings in wheel loader by applying hydrodynamic mechanical power split transmissions[J]. Energies, 2017, 10(9): 1267-1287.
- [13] 杨晋生. 铲土运输机械设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- YANG Jinsheng. Design of earth-shoveling transportation machinery[M]. Beijing: China Machine Press, 1981.
- [14] SHEN W, YU H, HU Y, et al. Optimization of shift schedule for hybrid electric vehicle with automated manual transmission[J]. Energies, 2016, 9(3): 220-231.
- [15] FU J, SONG S, FU Z, et al. Real-time implementation of optimal control considering gear shifting and engine starting for parallel hybrid electric vehicle based on dynamic programming[J]. Optimal Control Applications and Methods, 2017, 39(2): 757-773.
- [16] 赵鹏宇,陈英龙,周华,等. 基于转矩预测的混合动力挖掘机控制策略[J]. 机械工程学报, 2018, 54(1): 99-106.
- ZHAO Pengyu, CHEN Yinglong, ZHOU Hua, et al. Control strategy of hybrid excavator based on torque prediction[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(1): 99-106.
- [17] 马相明,孙霞,张强. 轮式装载机典型作业工况构建与分析[J]. 山东大学学报, 2015, 45(5): 82-87.
- MA Xiangming, SUN Xia, ZHANG Qiang. Construction and analysis on typical working cycle of wheel loader[J]. Journal of Shandong University, 2015, 45(5): 82-87.
- [18] FRANK B, KLEINERT J, FILLA R. Optimal control of wheel loader actuators in gravel applications[J]. Automation in Construction, 2018, 91: 1-14.
- [19] WANG H, SUN D. Theory and application on power-cycling variable transmission system[J]. Journal of Mechanical Design, Transaction of ASME, 2017, 139(2): 024501-1-024501-6.
- [20] KANG H, GONG J, ZHAO D, et al. Optimal efficiency shift schedule of automatic transmission for construction

vehicle[C]// International Conference on Manufacturing Science and Engineering, Advanced Materials Research, Automation Equipment And Systems, 2012, 468-471: 2403-2408.

- [21] 龚捷, 赵丁选, 陈鹰, 等. 工程车辆自动变速器的节能换档规律研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(3): 84-87.
GONG Jie, ZHAO Dingxuan, CHEN Ying, et al. Study on shift schedule saving energy of engineering vehicular automatic transmission[J]. Chinese Journal of Mechanical

Engineering, 2004, 40(3): 84-87.

作者简介: 尤勇, 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为动力传动及综合控制。

E-mail: youyongcqu@163.com

孙冬野(通信作者), 男, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为动力传动及综合控制、混合动力传动系统设计理论与控制方法。

E-mail: dysun@cqu.edu.cn

秦大同, 男, 1956 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机电传动系统。

E-mail: dtqin@cqu.edu.cn

第 8 届上银优秀机械博士论文奖——佳作奖

月面钻进环境模拟及钻进过程钻具力热特性研究

作 者: 张 涛

毕业学校: 北京航空航天大学

指导教师: 丁希仑

论文围绕高密度模拟月壤真空制备工艺、月面环境模拟及月壤钻取采样试验装备研制、月壤钻进过程中钻具的力学和热学特性等问题进行了深入研究, 为月面采样钻具的设计及钻进工艺规程的制定提供了重要的参考依据。论文主要内容如下。

(1) 归纳总结了模拟月壤真空条件下的放气规律, 建立了模拟月壤的抽真空模型, 实现了保持密实度、抑制扬尘的模拟月壤真空实现方法。提出了基于空间分布式多级网格过滤、周向环绕加底部气体导流、三级泵组分阶段循序递进、接触式热沉与热辐射结合的模拟月壤真空热制备工艺。

(2) 融合了金属钻削理论和土压力理论, 提出了真空热环境下的机土作用分析方法, 分析了螺旋钻钻进模拟月壤过程中的钻杆排粉机理和钻头切削机理, 建立了钻具与高密度模拟月壤作用的力学模型, 揭示了钻具几何参数、钻进参数和月壤力学参数等多参变量对钻进负载的影响规律和螺旋钻钻进过程中的“自攻效应”。

(3) 提出了基于钻头和切屑热物理特性的能耗计算方法, 建立了热量在钻具中传导和耗散的卷积数学模型, 揭示了钻压力是影响切削刃生热的关键因素、进给速度是影响切削刃散热的关键因素的规律, 给出了钻进过程中的钻头切削刃的温度与切削生热功率、钻具的热物理特性和几何形状的函数表达。

(4) 创新设计了多工位深层钻取采样测试机构, 提出了在狭小空间内测试钻杆力、温度、密封、真空等多参变量的综合性能测试方法, 设计并研制了月面深层钻取采样综合性能测试装备, 解决了月面环境模拟与深层钻取采样综合性能测试难题。