

液压双流转向机构实现转向期间自动无级降速的策略

李文哲, 张鸿琼

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 该文论述了履带车辆液压双功率流机械差动传动装置转向期间车辆实现自动无级降速的方法, 对其优越性进行了分析。介绍了实现转向期间自动无级降速的控制原理及由仿真得到的理论数据。结果认为通过该装置可以在同一转向角速度的条件下减小转向半径, 降低消耗的总功率。并且在任意车速下都可以实现原地转向, 且操作方式与轮式车辆相同, 转向时不切断动力, 可充分利用整机附着重量, 行走系统仍可输出发动机的全功率, 提高作业机动性。

关键词: 履带车辆; 双流传动; 转向; 自动无级降速

中图分类号: S21P. 01

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2005)12-0067-04

李文哲, 张鸿琼 液压双流转向机构实现转向期间自动无级降速的策略[J] 农业工程学报, 2005, 21(12): 67- 70

Li Wenzhe, Zhang Hongqiong Strategy of auto-stepless deceleration of the tracked vehicles using split path transmission steering mechanism during steering [J] Transactions of the CSAE, 2005, 21(12): 67- 70 (in Chinese with English abstract)

0 引言

对于履带式车辆, 不仅要有良好的通过性能, 而且还要有良好的转向性能, 转向性能的优劣直接影响履带车辆的效率。研究其性能对于车辆的合理设计和正确使用具有重要意义^[1]。

液压传动与机械传动复合构成了液压机械双流无级传动, 它将由发动机传来的功率在多档变速箱的输入轴上分流, 一路流经由液压泵- 液压马达组成的转向调速系统; 另一路流经多档变速箱, 最后在行星排上汇流, 然后经行星排中的某一部件(如行星架)传到车辆的驱动轴上。这种转向机构在国外军用装甲车辆、拖拉机, 以及工程车辆上已开始应用, 国内对液压机械差速转向机构的研究和应用主要是针对军用履带车辆。在民用方面如适用于拖拉机工况的液压机械无级变速器的开发研究, 主要是围绕东方红 1302R 拖拉机进行功率流向方面的研究^[2- 7]。并且目前的差速双流转向机构在某固定车速条件下, 转向分路传动比固定时, 规定的最小转向半径为一定值, 如果能够在转向期间自动无级降低直线行驶分路的速度, 就会得到无穷多个转向半径, 提高车辆转向灵活性及降低转向功率增长系数^[8]。

本文主要从理论上阐述转向期间自动无级降速的优越性及实现转向期间自动无级降速的控制对策和控制原理。

1 履带车辆转向分析

在不计履带滑转及滑移时的车辆转向半径, 由图 1 中的几何关系可得:

$$R = 0.5B \frac{V_o + V_i}{V_o - V_i} \quad (1)$$

$$\omega = \frac{V_o - V_i}{B} \quad (2)$$

式中 O —— 转向中心; R —— 转向半径; ω —— 转向角速度; V_i, V_o —— 内、外侧履带速度; B —— 车体宽; F_i, F_{ir} —— 内侧履带驱动力、阻力; F_o, F_{or} —— 外侧履带驱动力、阻力; M_i, M_o —— 内、外侧履带转向阻力矩。

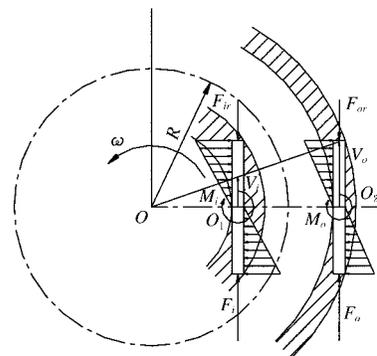


图 1 履带车辆稳态转向运动

Fig 1 Stably-steering motion of tracked vehicles

转向期间自动无级降速降低的是直线行驶分路的速度, 即两侧履带的速度和减小, 而未影响两侧履带的速度差。由式(1)可知转向半径与车体宽和两侧履带速度和成正比, 与两侧履带速度差成反比, 所以降低两侧履带速度和或增大两侧履带速度差就可使转向半径减小。而两侧履带速度差只取决于由驾驶员控制的方向盘转角。从式(2)可知, 转向角速度只取决于两侧履带速度差, 当方向盘转角一定时, 自动降速不影响转向角速度, 即转向效率不变。

2 实现自动无级降速的控制方案

本方案在液压双功率流机械差动传动的基础上, 采用两套液压机组和一个机械式综合变速箱, 通过控制两个变量泵使两个定量马达的转速汇流再通过可差速传

收稿日期: 2005-05-10 修订日期: 2005-11-01

作者简介: 李文哲, 博士, 教授, 博士生导师, 哈尔滨市香坊区木材街 59 号 东北农业大学工程学院, 150030。Email: liwenzhe9@163.com



动的机械式变速箱分配到两侧驱动轮上,从而实现车辆直线行驶或转向。

两个变量泵的控制变量来自锥形转向随动机构,它的工作原理可用由两个刚性杆和一个处于方向盘下的圆盘所构成的假想机构来描述。两杆与圆盘形成几何锥形。圆盘与方向盘轴万向连接,转动方向盘时圆盘沿自

身轴线与方向盘接近等角速度转动。两刚性杆件的侧面投影夹角为 90° ,端部分别与圆盘铰接,另一端始终位于正锥形的轴线上。而且方向盘的旋转范围为 $-90^\circ \sim +90^\circ$ 。直线行驶及转向时方向盘的操作与操纵轮式车辆一致。操纵控制流程如图 2 所示。

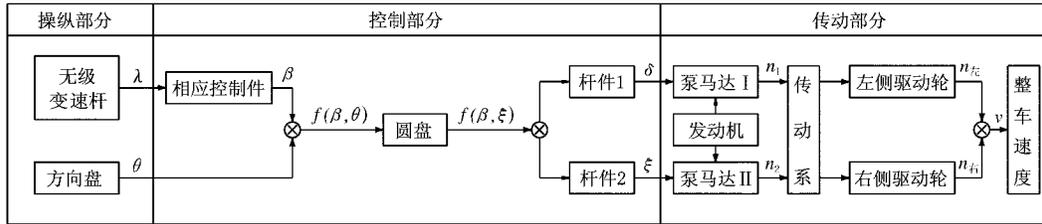


图 2 车辆行驶操纵控制流程图

Fig 2 Flow chart of navigation and control of tracked vehicles

控制过程的工作原理分以下四种情况说明,在说明中采用 $D、N、R$ 表示行驶操纵杆控制的杆 1 前进、空档及倒车的位置,用 $L、M、R$ 表示转向操作控制的杆 2 向左转向、中位、向右转向的位置。

2.1 车辆处于静止状态

如图 3 所示,对车辆无任何操作的状态下,圆盘保持中位,并与杆 1 或杆 2 及其相应的补线构成正锥形。此时即使转动方向盘,杆 1 和杆 2 在正锥形轴线方向上均无位移变化,车辆静止。

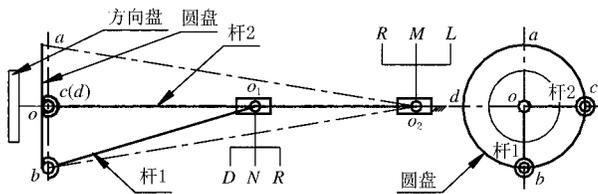


图 3 静止状态示意图

Fig 3 Sketch of the stop state of tracked vehicles

2.2 车辆直线行驶

如图 4 所示,手操纵杆推向 D 侧,此时在正锥形的轴线方向上产生变量 δ ,变量 δ 控制变量泵 1 的摇臂转动使行驶驱动马达工作,同时通过杆 1 带动圆盘顺时针偏转角度 β ,此时车辆直线行驶。因杆 2 是铰链在圆盘偏转中心线 cd 的 c 点上,圆盘的偏转对杆 2 没有影响,所以杆 2 在圆盘偏转后在正锥形的轴线方向上没有产生位移,即由杆 2 控制的转向变量泵 2 不动,车辆可以稳定前进。

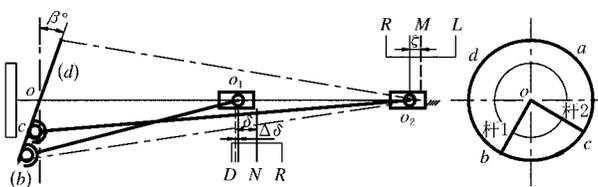


图 4 直线行驶不转向示意图

Fig 4 Sketch of the straight running state of tracked vehicles

2.3 车辆行驶中转向

如上所述,车辆直线行驶,圆盘处于偏转的位置,此时转动方向盘,如图 5 所示,偏转后的圆盘将绕其自身的轴线旋转,使杆 2 在正锥形的轴线方向产生位移 ζ 从而带动转向变量泵 2 的摇臂转动使转向马达工作,车辆实现和方向盘转动方向一致的转向。此过程中,除了杆 2 产生 ζ 位移外,倾斜圆盘的转动也会带动杆 1 在正锥形的轴线方向产生与当前行驶操作反向的位移 $\Delta\delta$ 由变化后的 $\delta - \Delta\delta$ 位移控制直线行驶变量泵 1 的摇臂转动使直线行驶马达减速,从而实现整车降速,此过程即为转向同时自动降速,由于 $\Delta\delta$ 的变化是连续的,所以自动降速过程也是连续无级的。

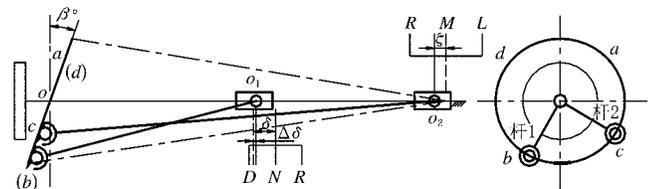


图 5 直线行驶并转向示意图

Fig 5 Sketch of the straight running and steering of tracked vehicles

2.4 车辆原位转向

在图 5 的基础上,继续旋转方向盘至图 6 位置,由于杆 1 和杆 2 的侧面投影夹角为 90° 与圆盘铰接的杆 2 一端到达杆 1 与圆盘铰接端的初始位置,另一端在中心轴方向产生最大位移 ζ_+ $\Delta\zeta$ 与圆盘铰接的杆 1 一端回到圆盘的偏转中心线 ab 的 b 点,另一端在中心轴方向的位移回零,即回到初始 N 位置。由杆 2 产生最大位移 $\zeta_+ \Delta\zeta$ 控制转向变量泵 2 产生最大转速,而直线行驶变量泵 1 输出零转速,这样实现车辆的原位转向。

由机构的几何结构可知,位移量 δ 和 ζ 控制两个变量泵,倒车时,位移量 δ 和 ζ 与上述图 4 和图 5 所示的方向相反,转向行驶分路的位移变化方向随直线行驶分路的位移方向变化而发生改变,所以不会出现倒车转向与

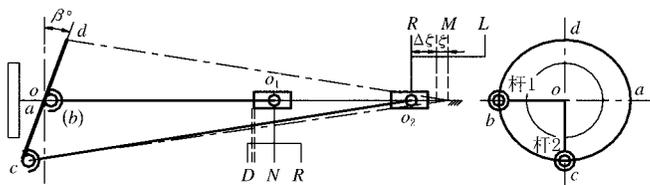


图 6 原位转向示意图

Fig 6 Sketch of steering at the center of the vehicle

前进转向操作不一致的问题。

本技术方案可以引入人机工程学,使其操纵动作符合人们传统共识的操纵动作,向前推操纵杆,车前进;向后拉操纵杆,车后退;操纵杆置中位,车辆停止;向左或向右旋转方向盘,车向左或向右减速转向行驶,即实现了类似轮式车辆的操纵方式。

3 转向期间实现自动无级降速的优越性

多段连续无级变速兼无级转向的履带车辆液压机械综合传动系具有优良的性能,是颇具发展潜力和接近理想的传动系统^[9]。具有把液压的无级变速性能和机械的高传动效率相结合的特点。两套液压机组同时用于直线行驶和转向,由于无级变速器自身的特性,使双流传动装置在转向期间为车辆实现自动无级降速提供了前提条件。

3.1 发动机供应特性的要求

对于普通的手动换挡定轴式机械变速箱,由于在转向过程中难以同时作换挡动作,所以一般规定在转向期间不得进行换挡操作,而要求在转向之前正确选定排档,确保转向过程顺利完成^[10]。因此,有可能由于驾驶员操作时排档选择不当,出现因转弯半径过小造成转向阻力剧增,从而使发动机提供的转向牵引力不足而不能完成转向的问题。

3.2 车辆最小半径的限制

液压双功率流机械差动传动系统在油门开度及传动系档位不变时,每个档位都对应一个固定的转向半径。当驾驶员意欲的转向半径小于当前车速规定的最小转向半径时,必须降低车速才能按驾驶员意欲的转向半径转向。通过本方案的实施,实现转向时自动无级降速,使其转向性能得到改善。

采用液压转向机构时,其无级调节的转向半径范围在各档也不相同,高档时可调得的最小转向半径大于低档时可调得的最小转向半径。这个特点,决定了当车辆通过道路圆弧半径较小,路面又不宽的急转弯时,必须选用低档才能通过^[10,11]。

4 设计结果分析

为了发挥最大的生产率,履带式车辆常用低速档完成作业工况和高速档完成运输工况^[12]。而转向期间的工况类似于作业状态。利用上面提到的改进的液压双功率流机械差动传动系,可以在转向期间实现自动无级降速,降速的幅度与方向盘转角成正比,也就是说转向半

径越小降速幅度越大。以下在不考虑滑移和滑转的情况下对实施例进行了模拟仿真,得到如图 7 所示的转向期间不降速时转向传动比(曲线 a)和自动降速时转向传动比(曲线 b)与方向盘转角的关系,由图可知转向期间自动降速比不降速时转向传动比要小,并且可以得到的最小转向传动比为零。

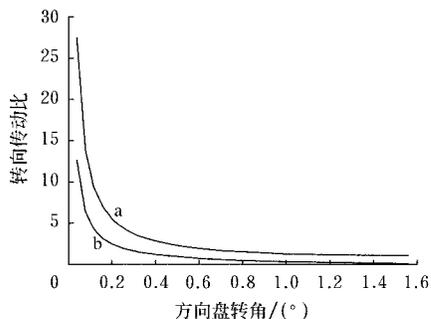


图 7 转向期间降速和不降速时转向传动比与方向盘转角的曲线

Fig 7 Steering ratio vs angle of steering wheel at a decelerating speed and at a certain regular speed

图 8 表示了转向期间自动降速和不降速时总功率与转向角速度的变化关系,降速的曲线位于不降速曲线的下方,说明在同一个角速度下降速转向所消耗的功率要小于不降速转向所消耗的功率,转向期间降速的曲线有一个拐点,这是由于此时车辆位于小半径区转向,内外侧履带均为推进功率,而不降速的曲线是平滑的是因为此速度下车辆转向中心在车体的外侧,外侧履带为推进功率,内侧履带为寄生功率。相比较而言,同一转向角速度的条件下,转向期间降速与转向期间不降速相比可以获得更小的转向半径,并且可以降低消耗的总功率。

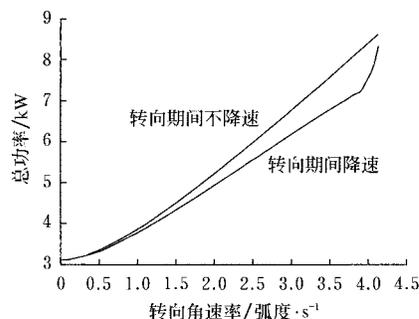


图 8 转向期间降速与不降速时总功率与转向角速度的曲线

Fig 8 Gross power vs rotational speed at decelerating speed and at a certain regular speed

5 结论

本控制方案仅适用于液压机械双流传动的转向机构,虽然采用了两套液压传动系统使成本增高,但设计应以功能的实现为前提,并且随着液压技术的日臻成熟和液压元件的国产化,液压元件的性价比和可靠性将不断提高。本研究的主要结论如下:

- 1) 通过该控制机构,可以实现转向期间自动无级

减速,同一转向角速度的条件下,转向期间自动降速可以获得更小的转向半径,同时可以降低消耗的总功率,并且在任意车速下都可以实现原地转向,提高转向灵活性且操作方式与轮式车辆相同。

2) 无级减速不存在因为传统式的换档产生换档冲击和动力切断及结合时的加速度突然增大等,有利于驾驶员的舒适性和转向平顺性,还可以使车体各个部位零部件的寿命延长。

3) 转向时不切断动力,可充分利用整机附着重量,行走系统仍可输出发动机的全功率,故可带负荷转向,提高作业机动性。

[参 考 文 献]

- [1] 毕小平,王普凯,等 履带车辆动态转向过程的仿真模型[J] 兵工学报,2003,24(4): 551- 554
- [2] Hiroyuki Mitsuya, Keiji Ohtani, et al Development of hydromechanical transmission (HMT) for bulldozers[J] SA E paper 941722, 1994
- [3] 刘修骥 车辆传动系统分析[M] 北京:国防工业出版社,1998: 255- 318
- [4] 韩兆林,胡纪滨,等 液压机械传动系统双流工况动态特性

- 研究[J] 北京理工大学学报,2004,24(2): 104- 108
- [5] 张明柱,周志立,等 农业拖拉机用多段液压机械无级变速器的设计[J] 农业工程学报,2003,19(6): 118- 121
- [6] 曹付义,王 军,周志立,等 东方红 1302R 拖拉机液压机械差速转向机构的功率分析[J] 农业工程学报,2005,21(3): 99- 102
- [7] Larkin, Robert Francis Multi-range with infinitely variable ratio in each range hydromechanical transmission for off-road vehicles [P] United States Patent, US5830097, 1998
- [8] 姚怀新,等 工程机械底盘理论—工程机械底盘及其液压传动理论[M] 人民交通出版社,2002
- [9] 华顺刚,刘修骥 无级变速兼转向的车用液压机械综合传动系理论规律研究[J] 兵工学报,1997,18(1): 1- 4
- [10] 陈慧岩,丁华荣 履带车辆转向期间的自动换档[J] 装甲兵工程学院学报,1999,13(3): 77- 82
- [11] 陈慧岩,方 道,丁华荣 双流传动履带车辆转向期间换档策略研究[J] 兵工学报,2001,122(1): 529- 532
- [12] Jung Hyeon Kim, et al Analysis of transmission load of agricultural tractors [J] Journal of Terramechanics, 2000, 30: 113- 125

Strategy of auto-stepless deceleration of the tracked vehicles using split path transmission steering mechanism during steering

LiWenzhe, Zhang Hongqiong

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract A kind of the hydromechanical split path transmission device for auto-stepless deceleration of the tracked vehicles during steering was introduced and its advantages were analyzed. The control theory of the auto-stepless reducing velocity and the theoretical data gained from the simulation method were introduced. It is believed that the new controlling device presented in this paper can increase steering radius under the same steering yawing rate and reduce the total dissipative power. Above all, it can complete spin turn at any vehicle velocity, and its controlling method is the same with wheel vehicles. Taking good advantage of the whole machine weight when it turns, there is no power cutting off, the traveling system can still output the total power of the engine to improve the operation flexibility.

key words tracked vehicles; split path transmission; steering; auto-stepless deceleration