

强混合动力变速器液压系统设计与动态特性仿真\*

韩 兵<sup>1</sup> 蔡忆昔<sup>1</sup> 张 彤<sup>1</sup> 于海生<sup>2</sup>

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

【摘要】 设计了混合动力汽车强混合动力变速器 e-CVT 的液压系统。根据混合动力系统工作模式及结构特点确定液压系统方案。液压油泵采用机械驱动和电机驱动两种模式, 满足混合动力系统各种工作模式的流量需求。通过理论计算确定了液压阀的主要参数。采用 ITI-SimulationX 软件建立液压系统动态仿真模型, 分析了系统流量和压力变化特性。分析结果表明, 该液压系统能够满足设计流量和工作压力的要求。

关键词: 混合动力变速器 液压系统 设计 动态仿真

中图分类号: U463.22<sup>+</sup>1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)02-0043-05

Hydraulic System Design and Dynamic Characteristic Simulation  
of Full Hybrid Transmission

Han Bing<sup>1</sup> Cai Yixi<sup>1</sup> Zhang Tong<sup>1</sup> Yu Haisheng<sup>2</sup>

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract

The hydraulic system of electronic-continuously variable transmission (e-CVT) of full hybrid electric vehicle was designed. Hydraulic scheme was confirmed based on the structure and driving modes of the hybrid system. Oil pump was driven by output shaft or electric motor in order to match the flow requirement of different driving situation. The structure dimension of hydraulic valves was designed by theoretical calculation. The dynamic model of hydraulic system was established by ITI-SimulationX to investigate the characteristics of oil flow and pressure. Simulation results indicated the hydraulic system could satisfy the design flow and pressure requirement.

**Key words** Hybrid transmission, Hydraulic system, Design, Dynamic simulation

引言

混合动力汽车能够实现多种工作模式,除了发动机,还有若干个电机参与工作,通过系统优化能够提高燃油经济性、降低有害气体排放<sup>[1~2]</sup>。集成电机与无级变速功能的混合动力变速器(e-CVT)已经成为新的研究热点,同时也给变速器相关系统的设计提出新的要求<sup>[3~4]</sup>。对于电功率较高的强混合动力系统,则需要设计液压系统对电机进行强制冷却。对变速器液压系统的研究目前主要集中在传统自动变速器液压系统方案设计和液压元件的性能仿真

上<sup>[5~6]</sup>,很少有文献涉及到混合动力变速器的液压系统研究。

本文以某款双电机强混合动力变速器为研究对象,设计液压系统原理方案并进行液压元件的参数设计,通过液压系统动态仿真模型验证设计方案的可行性。

1 混合动力系统

该混合动力系统集成发动机、小电机 E1 及大电机 E2 为一体,通过行星齿轮机构实现动力耦合及无级变速功能,结构如图 1 所示。发动机输出轴

收稿日期: 2010-03-17 修回日期: 2010-04-08  
\* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2008AA11A125)  
作者简介: 韩兵, 博士生, 主要从事混合动力系统控制技术研究, E-mail: hanbingpaper@126.com

通过离合器与动力耦合装置连接,电机 E1、E2 旋转轴通过花键结构与行星排齿轮连接。混合动力系统的工作模式主要包括纯电动行驶、制动能量回收以及混合驱动模式。前两种工作模式中电机作为主要的动力源将产生很大的热量,因此,液压系统设计时应首先保证能够提供足够的冷却流量,维持电机的热平衡状态。除此之外,由于采用双排行星齿轮耦合机构,行星齿轮设计的轴向长度较大,内部的轴承需要提供强制润滑。因此液压系统采取折中的方案,放弃冷却效果较好的水冷,对电机进行油冷,并与润滑油路共用液压源。

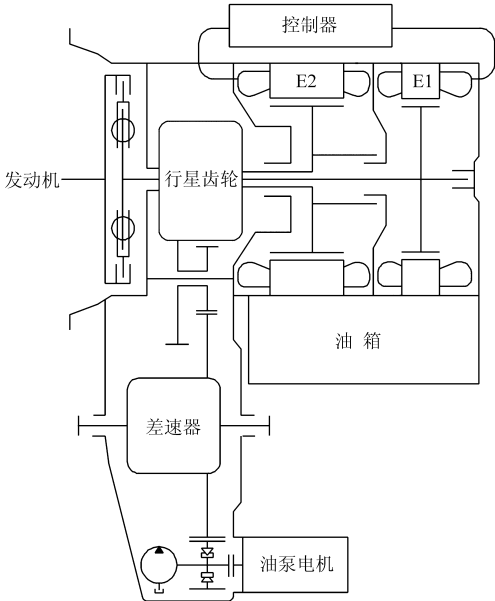


图 1 混合动力系统结构原理图  
Fig. 1 Diagram of hybrid system

液压系统的流量设计主要考虑电机的冷却需求,取决于整车控制策略对电机损失功率的控制。通过对典型标准工况的仿真分析,确定液压系统提供的最大冷却润滑流量为 13 ~ 14 L/min,电机 E1 的最大需求冷却流量为 4 ~ 5 L/min,电机 E2 的最大需求冷却流量为 6 ~ 7 L/min。这将作为液压系统设计以及电机冷却流量分配的基本依据。

2 液压系统原理

图 2 为液压系统原理方案,主要包括双驱动油泵系统、冷却润滑油路以及主油路压力调节系统。

2.1 双驱动液压泵设计

传统汽车自动变速器液压油泵几乎都是由发动机直接驱动,对于强混合动力系统纯电动模式行驶时发动机处于关闭状态,这种单一由发动机驱动的液压系统并不能满足混合动力系统的工作要求。在油泵设计时采用单向离合器实现两种驱动方式,由变速器主减速齿轮和调速电机共同驱动,如图 3 所示。

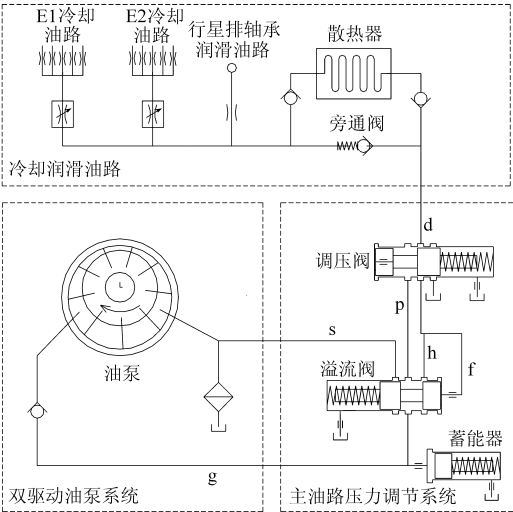


图 2 液压系统原理图

Fig. 2 Schematic diagram of hydraulic system

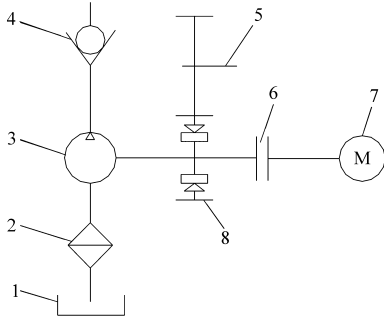


图 3 油泵驱动原理图

Fig. 3 Driven modes of oil pump

1. 油箱 2. 过滤器 3. 油泵 4. 单向阀 5. 驱动齿轮 6. 自动离合器 7. 驱动电机 8. 单向离合器

单向离合器的设计工作原理:单向离合器内圈转速高于外圈时,内圈将不受外圈约束;当外圈转速高于内圈时,内圈受外圈的约束,两者同步转动。单向离合器内圈与油泵输入轴连接,外圈与主减速齿轮啮合,油泵电机通过自动离合器与单向离合器内圈连接。当车速较低时,由单向离合器外圈驱动油泵将不能满足流量要求,此时自动离合器闭合,油泵电机开始工作驱动油泵。当高速行驶时,单向离合器外圈转速足以满足流量要求,此时自动离合器打开,油泵电机关闭。因此,油泵转速可以表示为

$$n_p = \begin{cases} \frac{v}{2\pi r} i_m & (n_c \geq \frac{Q_{\min}}{V_m \eta_v}) \\ n_m & (n_c < \frac{Q_{\min}}{V_m \eta_v}) \end{cases} \quad (1)$$

- 式中  $v$ ——车速  $r$ ——车轮半径  
 $Q_{\min}$ ——系统最小流量需求  
 $V_m$ ——油泵排量  
 $\eta_v$ ——油泵容积效率  
 $n_c$ ——单向离合器外圈转速

$i_m$ ——主减速齿轮与单向离合器外圈传动比  
 $n_m$ ——油泵电机转速,控制在满足系统流量的最小转速

在倒车行驶时,单向离合器外圈反向转动,油泵将完全由油泵电机驱动。

2.2 主油路压力控制

液压油经过主油路 g 进入溢流阀,然后再通过油路 p 进入调压阀。在调压阀的阀芯上设计通往左端面的节流孔,使液压油产生对阀芯向右的作用力。当主油路压力达到可克服调压阀弹簧预紧力时,油路 p 将接通油路 d,使液压油进入冷却润滑油路。同时设计油路 f,实现冷却润滑油路压力的反馈控制。当汽车高速行驶时,进入冷却润滑油路的流量随之增加,压力也将随之上升,此时油路 f 压力油将推动溢流阀阀芯向左移动,使主油路接通油路 s 实现泄油,使冷却润滑油路压力处于动态平衡状态。主油路的负载压力由调压阀的弹簧压紧力提供,通过弹簧刚度的设计控制系统压力平衡在 0.3 MPa 左右。当系统压力急剧增大时,调压阀阀芯继续向右移动,接通油箱阀口泄油,起到对油泵的过载保护。在溢流阀上设置半关闭阀口 h,当系统刚开始工作尚未建立工作油压时液压油可以直接进入调压阀的 d 口环形空腔,然后进入冷却润滑油路。在主油路上连接蓄能器,用来减小油路压力波动。

2.3 冷却润滑系统

液压油通过油路 d 首先进入散热器进行冷却,然后再分别进入电机冷却油路和行星齿轮轴承润滑油路。通过设置节流孔来实现各油路流量的分配,节流孔尺寸的选择可以通过动态仿真和液压试验进行确定。为了使系统快速响应,在散热器两端设置单向阀,在系统结束工作时散热器中能够保留部分液压油,避免下次系统对散热器充油。同时在散热器两端并联旁通阀,当压力过大时液压油将通过旁通阀直接进入冷却润滑油路,对散热器起到保护作用。

3 液压阀结构设计

3.1 设计条件

首先设定各液压阀期望的动作压力,然后通过调整液压阀几何参数和弹簧刚度使各阀口的开闭压力达到设计要求。设定调压阀阀芯开始移动的压力为 0.26 MPa,最大位移压力为 1.15 MPa,阀芯最大行程为 14.6 mm。溢流阀阀芯开始移动的压力为 0.2 MPa,最大行程压力为 0.37 MPa,阀芯最大行程为 10 mm。蓄能器开启压力为 0.3 MPa,阀芯最大行程压力 0.4 MPa,设计容积 7.6 cm<sup>3</sup>。散热器允许的

工作压力不高于 0.25 MPa,设计散热器旁通阀的开启压力为 0.25 MPa。

3.2 结构设计

弹簧刚度是液压阀设计的主要参数,直接影响液压阀的动态特性以及各阀口的开闭压力。以溢流阀为例进行弹簧刚度确定及几何结构设计。

已知阀芯开始移动油压  $p_1 = 0.2$  MPa,阀芯最大行程油压  $p_2 = 0.37$  MPa,阀芯最大行程  $\Delta x = 10$  mm。预设阀芯端面外径  $D = 18.5$  mm,阀芯力平衡方程为

$$p_2 A - p_1 A = K_{\text{design}} \Delta x \tag{2}$$

则弹簧的计算刚度  $K_{\text{design}} = 4.57$  N/mm。在确定弹簧时要尽量选择与计算刚度接近的标准弹簧,否则各阀口的开闭压力很难与设计值吻合。选择溢流阀的标准弹簧刚度为  $K = 4.536$  N/mm。

根据标准弹簧参数确定阀芯和阀体的相关尺寸。由阀芯初始移动压力及弹簧刚度可以确定阀体弹簧腔长度

$$l_0 = L_0 - p_1 / K \tag{3}$$

式中  $L_0$ ——弹簧自由长度

由弹簧的最大压缩量确定阀芯结构尺寸,油路 g 和油路 s 重叠尺寸设计为 2 mm,油路 g 与油路 h 的初始开度取 2 mm。液压阀体和阀芯的其他尺寸将根据布置空间进行调整,液压阀结构如图 4 所示。

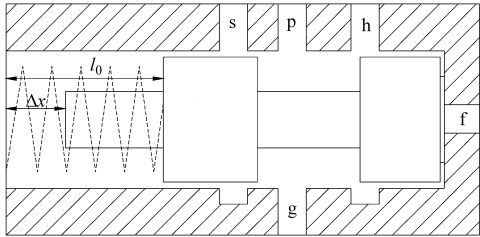


图 4 溢流阀结构原理图

Fig. 4 Diagram of oil flow valve structure

根据液压阀结构尺寸可知,当油路 f 压力达到 0.235 MPa 时油路 h 关闭,同时油路 s 打开,主油路多余流量直接回到油底壳,使冷却润滑油路压力维持平稳。当油路 f 压力达到 0.379 MPa 时阀芯移动到极限位置。

4 动态特性分析

4.1 动态建模

阀芯和阀体的相对位置决定了各个阀口的开度大小,在阀芯移动过程中油路压力也随之变化,通过阀体边缘的流量公式为

$$Q = \alpha A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{4}$$

式中  $\alpha$ ——流量系数  $A$ ——通过截面积  
 $\Delta p$ ——压降  $\rho$ ——流体密度

通过建立液压系统的动态仿真模型,对各油路流量及压力变化进行仿真,为液压阀的阀芯、阀体尺寸设计提供参考依据。

4.2 仿真分析

ITI-SimulationX 软件作为多学科联合仿真平台,在液压系统设计中得到广泛应用<sup>[7-8]</sup>。调用软件的标准模型库建立该液压系统的仿真模型,对系统流量和压力动态特性进行分析。仿真温度为电机的正常工作温度 95℃,液压油采用 ATF DX-III。油泵设计排量 10 cm<sup>3</sup>,容积效率 75%,油泵电机转速范围 0~2 000 r/min。

根据整车所能达到的最大车速和油泵电机的最大转速设置如图 5 所示的单向离合器外圈转速  $n_c$  和油泵电机转速  $n_m$ ,进行液压系统动态特性仿真。根据单向离合器原理,油泵驱动转速为  $\max(n_c, n_m)$ 。

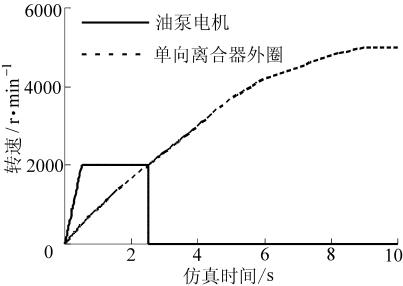


图 5 油泵转速控制曲线

Fig. 5 Speed control curves of pump

图 6 为液压系统流量变化曲线,在高速行驶时主油路输出流量将随着车速逐渐增大。由于油路 f 的反馈压力控制,使得进入冷却润滑油路的流量不会随主油路流量的增大而不断增大。冷却润滑油路允许的最大流量稳定在 14.2 L/min 左右,油泵输出的多余流量从溢流阀的阀口 s 流回油底壳。

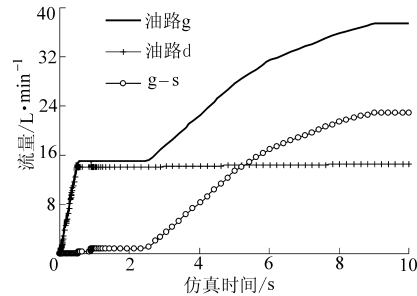


图 6 液压系统流量曲线

Fig. 6 Oil flow curves of hydraulic system

通过仿真结果可以看出,根据目前液压元件的设计参数,冷却润滑油路能达到的最大流量满足最初的设计要求。由于冷却润滑油路允许的最大流量稍大于设计值,当油泵电机驱动或者低速机械驱动

时,油泵输出的液压油将全部进入冷却润滑油路。只有高速行驶时油泵输出过多流量,冷却润滑油路流量达到最大值,多余流量才溢流到油底壳。

图 7 为电机 E1、E2 及行星齿轮轴承的润滑流量分配曲线,其中 E1 冷却油路的最大允许流量为 5.6 L/min,电机 E2 冷却油路的最大允许流量为 8.2 L/min,行星齿轮轴承的润滑流量为 0.31 L/min。电机冷却流量的分配比例比较合理,仿真时通过调整电机冷却油路及润滑油路入口的节流孔大小实现各支路流量的分配。

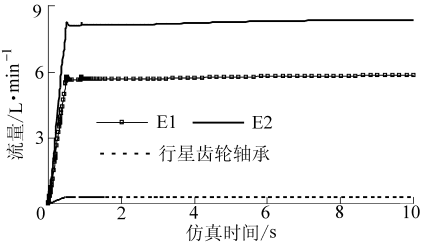


图 7 液压系统流量分配曲线

Fig. 7 Oil flow distribution curves of hydraulic system

图 8 为主油路和冷却润滑油路的压力变化曲线,主油路最大压力平衡在 0.33 MPa,冷却润滑油路压力为 0.238 MPa。冷却润滑油路的压力稳定在散热器的安全工作压力范围,液压油可以进入散热器降温,从而对电机达到较好的冷却效果。

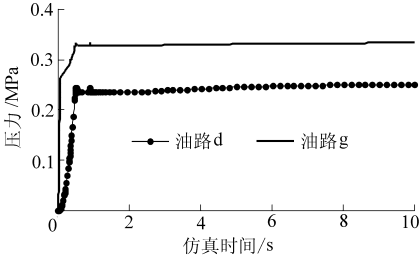


图 8 系统压力变化曲线

Fig. 8 Pressure curves of hydraulic system

以上仿真结果显示,该液压系统流量设计以及各子油路流量分配满足设计要求。冷却油路压力控制在散热器允许的工作范围,达到期望要求。

5 结论

(1) 设计了一款强混合动力变速器的液压系统,通过理论计算获得液压阀的具体参数。

(2) 建立液压系统动态仿真模型,完成液压系统流量和压力的动态特性分析。通过调节动态模型参数可以实现液压系统的优化设计。根据冷却润滑油路的最大流量,可以进一步对油泵排量优化设计,降低液压系统功率消耗。

参 考 文 献

1 Fesefeldt T, Muller S. Optimization and comparison of quick and hybrid start[C]. SAE Paper 2009-01-1340, 2009.

2 邓元望,王耀南,陈洁平. 混合动力汽车驱动系统的分类方法及应用[J]. 农业机械学报,2006,37(5):22~26.  
Deng Yuanwang, Wang Yaonan, Chen Jieping. Classification on the drivetrains of the hybrid electric vehicles and its application[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(5): 22~26. (in Chinese)

3 Miller J M, McCleer P J, Everett M. Comparative assessment of ultracapacitors and advanced battery energy storage systems in power split electronic CVT vehicle power trains[C] // IEEE Conference on Industrial Electronics Machines Drives, 2005: 1 513~1 520.

4 Miller J M, Everett M. An assessment of ultracapacitors as the power cache in Toyota THS-II, GM-Allison AHS-2 and Ford FHS hybrid propulsion systems[C] // IEEE Conference on Power Electron, 2005: 481~490.

5 Oshima K, Kimura H, Miyata H, et al. Control system development with large flow small linear solenoid for the new Toyota 6-speed transaxle[C]. SAE Paper 2006-01-1478, 2006.

6 王书翰,徐向阳,Tenberge P. 液压变矩器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 农业机械学报,2009, 40(5):19~24.  
Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Tenberge P. Hydraulic system design and dynamic characteristic simulation of torque converter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009, 40(5):19~24. (in Chinese)

7 Li Wenyong, Zhang Tong. Hybrid vehicle power transmission modeling and simulation with simulationX[C] // International Conference on Mechatronics and Automation, IEEE 2007: 1 710~1 717.

8 Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yangfang, et al. Dynamic characteristic simulation of AT hydraulic system[C]. SAE Paper 2008-01-1683, 2008.

(上接第 38 页)

12 范秋霞. 基于动力学软件 RecurDYN 的采煤机搬运车动态仿真[J]. 山西冶金,2009(3):10~12.  
Fan Qiuxia. Dynamic simulation of coal cutting transport-truck based on RecurDyn[J]. Shanxi Metallurgy, 2009(3):10~12. (in Chinese)

13 史力晨,王良曦,张兵志. 履带车辆转向动力学仿真[J]. 兵工学报,2003,24(3):289~293.  
Shi Lichen, Wang Liangxi, Zhang Bingzhi. Dynamic simulation of tracked vehicle steering performance [J]. Acta Armamentarii, 2003,24(3):289~293. (in Chinese)

14 Merhof W,Hackbarth E M. 履带车辆行驶力学[M]. 韩雪海,刘侃,周玉珑,译. 北京:国防工业出版社,1989:63~95.

15 王国强,赵凯军,崔国华. 机械优化设计[M]. 北京:机械工业出版社,2009:52~67.