自动变速器液压系统设计与动态特性仿真

王书翰 徐向阳 刘艳芳 Peter Tenberge

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院，北京 100191) (开姆妮茨工业大学 工程设计与传动技术学院，德国 09107)

摘 要：设计出一个全新的自动变速器液压系统.通过理论计算获得各个阀体的具体参数.采用ITI-SimulationX仿真软件建立了自动变速器液压系统动态仿真模型.对比仿真结果和理论计算结果，确定了仿真模型的正确性.对液压系统的每一个阀体元件的动态特性进行了仿真.对系统压力阀，换挡操纵机构，液力变矩器以及润滑系统作了压力和流量的动态变化分析.在实际的工业应用上，理论算法和动态仿真模型在设计中结合是切实可行的.研究结果可以作为自动变速器液压系统设计和优化的有效依据.

关 键 词：自动变速器；液压系统；设计；动态仿真

中图分类号：U 463.2

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2009)07-0860-05

Design and dynamic simulation of hydraulic system for AT

Wang Shuhan Xu Xiangyang Liu Yanfang

(School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Peter Tenberge

(Institute for Engineering Design and Powertrain Technologies, Chemnitz University of Technology, Chemnitz 09107, Germany)

Abstract: A new hydraulic system in AT was designed. The parameters of every valve was designed by theoretical calculation. The dynamic simulation model of hydraulic system of AT was established by ITI-SimulationX. Simulation results and theoretical design results were compared to confirm the simulation model. Every valve's dynamic characteristic in hydraulic system was simulated. The simulation results of pressure and flow of system pressure valve, shifting manipulations, torque converter and lubrication system were analyzed. The dynamic simulation method would be very helpful during the course of designing and analyzing the performance of system pressure valve and further optimization design. The theoretical design method and dynamic simulation model will be feasible for the real industrial applications. The research results can be used in design and optimization of hydraulic system.

Key words: automatic transmission; hydraulic system; design; dynamic simulation

燃油经济性，低排放以及舒适性已经成为现代传动系统发展的主要驱动力[1].变速器是传动系统中核心的组成部件.变速器正沿着高效率，高性能，低重量，自动换挡的方向发展.自动变速器AT(Automatic Transmission)汇集了上面所提到的优点与一身.通过控制策略完全能够实现上面所有目标[2].

自动变速器的液压系统是综合传动装置的重要组成部分，其功能是保证传动系统正常工作，控制车辆的换挡工况转换，同时对传动系统的换挡过程进行控制.合理地匹配和控制换挡过程中的油压和流量特性，不但能够延长换挡离合器以及整个变速器的使用寿命，而且可以有效地减少换挡过程中的动力损失，保证车辆的加速性能，使换挡过程平稳过度，保证车辆的换挡品质[3].对车辆自动变速器换挡液压系统的动态变化过程的分

收稿日期：2008-06-03

作者简介：王书翰(1979—)，男，辽宁大连人，博士生，buaawsh@hotmail.com.

析，可以掌握换挡液压系统中每个操纵件运动学和动力学的变化过程，这对车辆换挡液压系统的设计和优化提供了可靠的依据[4].

在以往研究中，文献[5－6]是针对自动变速箱液压系统中的某一个阀体进行建模仿真. 文献[3－4]是对换挡液压系统中的一个离合器换挡液压机构进行建模仿真研究. 而到目前为止，还很少有文献涉及到 AT 液压系统建模仿真的研究.

以 MathCAD 软件为基础，通过理论计算方法可以确定出阀体的结构和尺寸等主要参数. 以动态仿真软件 ITI-SimulationX 为基础，搭建液压系统动态仿真模型，对液压系统的压力和流量等进行了动态特性仿真. 通过理论计算和设计结果验证了仿真结果的正确性和有效性. 同时分析了压力和流量曲线的主要影响因素.

1　液压系统工作原理

此 8 挡自动变速器液压系统包括 3 个部分：①供油调压和流量控制系统；②换挡操控系统；③液力变矩器供油闭锁控制和冷却润滑系统. 图 1 是自动变速器液压系统工作原理图，图中 a，p_1，p_2，i，r，j 等表示的是阀体的进出口.

供油调压和流量控制系统由泵(pump)、系统压力阀(syspv)、减压阀(prv_pg)和电磁阀(EPCV_g)组成. 供油调压和流量控制系统保持着 TCU 设定值的系统压力. 该系统压力通过一个可调节电磁压力控制阀在 0.8～2 MPa 之间调整. 并且保证换挡所需流量(4～10 L/min)和液力变矩器、润滑系统所需流量(10～15 L/min).

换挡操控系统采用 5 个控制单元，每个控制单元由 1 个大流量线性电磁阀(EPCV_C)、1 个手动阀(manual valve)和 1 个换挡阀(shifting valve)组成，每个控制单元控制一个离合器或者制动器. ECU 通过电磁阀的通、断电组合控制滑阀上腔的油压，改变滑阀阀芯工作位置，切换油路的通断，进而控制相应操纵件油压输出的变化. 当电磁阀失效的时候，管路 x 中的压力将消失. 手动阀受弹簧力作用将移动到左位. 在这个位置上，通过手动控制阀 msv 来控制换挡压力(操纵杆). 如果 5 个控制换挡元件的电磁阀中的一个出现了故障，全部电磁阀将全部关闭，紧急程序启动. 操纵杆在倒挡 R 的时候，换挡元件 B1，K2，K4 闭合. 当操纵杆在前进挡 D 的时候，前进挡这时只能为 5 挡，K1，K2，K4 闭合. 这个挡位也叫回家挡. 表 1 为换挡逻辑表.

液力变矩器供油闭锁控制和冷却润滑系统由限压阀(plv_f)、液力变矩器控制阀(tccv)、闭锁离合器控制阀(lucv)、电磁阀(EPCV_tc)背压阀组成. 当电磁阀断电时，通过系统压力阀调节后的一部分液压油进入低压管路(管路 a)，管路 a 的低压通过管路 b 流向闭锁离合器打开的方向，使液压油流经液力变矩器. lucv 通过弹簧预紧力保持在初始位置，液力变矩器流出的液流通过管路 c 以近乎无节流的情况下流过该阀，然后通过管路 e，tccv，管路 d 和背压阀后流入冷却器. 该背压阀保证液力变矩器回路里的最小压力. 当电磁阀通电时，通过 EPCV_tc 调节其出口控制压力，通过 TCU 预先给定的控制压力来控制闭锁离合器阀和变矩器控制阀的阀心移动. tccv 的 a 口关闭，lucv 的 e 口关闭. 低压管路 a 和管路 c 连接. 液力变矩器通过管路 c 供油，这时液力变矩器液流反向流动. 这时管路 b 和油箱相连，管路 b 的压力远

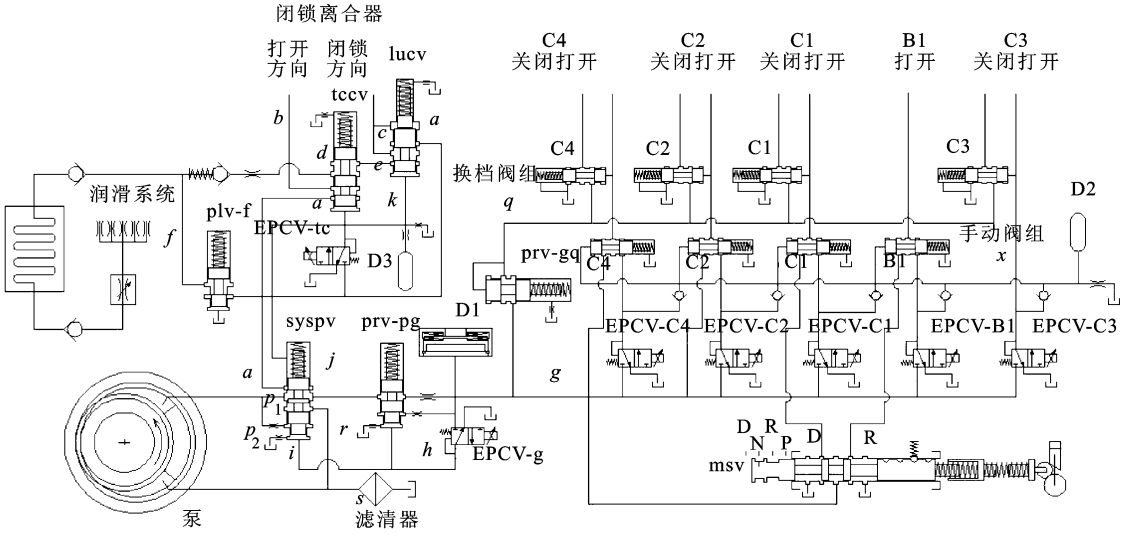

图 1　自动变速器液压系统工作原理图

远小于管路 c 的压力，液力变矩器的内部压力作用在闭锁离合器上并使其闭合. 液压油直接通过 PLV_F 冷却器进入润滑系统.

表 1 换挡逻辑

回家挡	挡位	关闭的离合器或者制动器				
		B1	C4	C1	C2	C3
R	倒挡	●	●		●	
	空挡		●			
	1挡	●	●	●		
	2挡	●	●			●
	3挡		●	●		●
	4挡		●		●	●
D	5挡		●	●	●	
	6挡			●	●	●
	7挡	●		●	●	
	8挡	●			●	●

2 换挡液压系统动态仿真模型

2.1 动态建模

通过阀体边缘的流量公式：

$$Q=\alpha\cdot A\cdot\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{1}$$

式中，α 为流量系数；A 为通过截面积；Δp 为压降；ρ 为流体密度.

计算节流孔流量公式：

$$Q=\alpha_D\cdot A_0\cdot\sqrt{\frac{2\cdot\Delta p}{\rho}} \tag{2}$$

式中，α_D 为流量系数；A_0 为节流孔通过截面积.

2.2 仿真模型

根据文献[7]的建模方法和使用 MATHCAD 软件的静态计算结果建立动态仿真模型.

使用德国 ITI-SimulationX 多学科系统动力学仿真软件进行建模. 运用面向对象的建模语言 Modelica，通过编写算法来描述非标准阀体的动态特性和功能. 将封装后的非标准阀体模型可以加入到标准库中，便于以后的直接调用. 通过以上所述的建模方法，利用 ITI-SimulationX 建立 8 挡自动变速器液压系统的仿真模型.

2.3 仿真参数

液压系统由定量泵来提供主油压，系统主油压控制在 0.8～2.0 MPa. 系统温度在 −30～150 ℃. 油泵的旋转速度在 0～5 700 r/min. 油泵的效率为 70%，排量为 0.01 L/r. 采用的液压油为 ATFLT71141 的润滑油，管路的粗糙度为 6.3 μm.

在变转速（0～5 700 r/min）、变温度（0～120 ℃）、变挡位（1～8 前进挡）、闭锁时间变化的情况下得出仿真结果. 表 2 是控制元件的仿真参数.

表 2 控制元件参数

参 数	操纵件				
	C1	C2	C3	C4	B1
油缸行程/mm	2.5	3	1.8	4.5	2.7
油缸外径/mm	110	103	124	95.6	142
油缸内径/mm	46	53	69	54	116
回位油缸外径/mm	102	95	116	87.6	
回位油缸内径/mm	46	53	69	54	

3 仿真结果分析

图 2 和图 3 是系统压力阀压力和流量动态变化结果曲线.

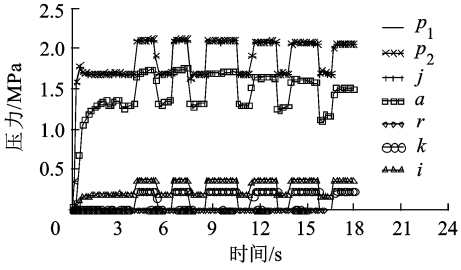

图 2 系统压力阀各阀口动态压力变化曲线

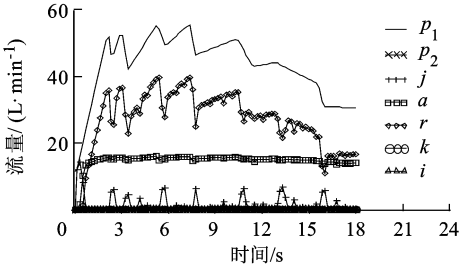

图 3 系统压力阀各阀口动态流量变化曲线

从图 2 看出，当液力变矩器没有闭锁的时候，系统的主油压保持在 1.7 MPa 左右，低压回路中的油压保持在 1.3 MPa 左右，管路 i 中的油压保持在 0.2 MPa. 当液力变矩器闭锁的时候，系统主油压上升到 2.1 MPa. 低压回路中的油压保持在 1.7 MPa 左右，管路 i 中的油压保持在 0.35 MPa. 由于系统压力升高，阀芯向上移动过多，导致过多的液压油从 r 口导向泵油口. 不能保证润滑系统的液压油流量. 因此这时通过 k 口的油压来抵消一部分向上的压力，使阀芯保持在一个合理的位置上. k 口的油压保持在 0.25 MPa 左右.

从图 3 看出，当油泵提供的流量（p_1 口）不管怎样变化，流入低压管路的流量总是保持在 15 L/min 左右. 符合低压系统的流量设计要求. 当 8AT 换挡时，流入高压管路（j 口）的流量能够迅

速的充满换挡油缸,所需流量符合设计要求.r 口的流量随着总流量的变化而变化.很好的调节了高压回路和低压回路的流量需求.

图 4 和图 5 为液力变矩器闭锁离合器打开和闭锁动态压力变化曲线和流量变化曲线.当液力变矩器闭锁离合器打开的时候,压力保持在 0.3 MPa左右,避免气蚀现象.流过液力变矩器的流量保持在 15 L/min,此流量不但满足了液力变矩器的冷却用油,而且满足了润滑系统的冷却用油.当液力变矩器闭锁离合器关闭时,液力变矩器的控制压力由 PLV_F 来控制,压力在 0.7 MPa 左右.保证了液力变矩器闭锁的压力,同时通过 PLV_F 为润滑系统提供冷却用油.图 6 和图 7 是润滑系统动态压力和流量变化曲线.润滑系统的压力保持在 0.1 MPa 左右,流量保持在 14 L/min 左右,满足了润滑系统的设计要求.

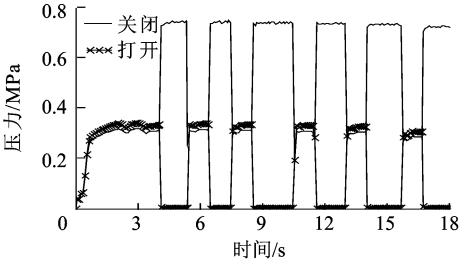

图 4　液力变矩器闭锁离合器开闭动态压力变化曲线

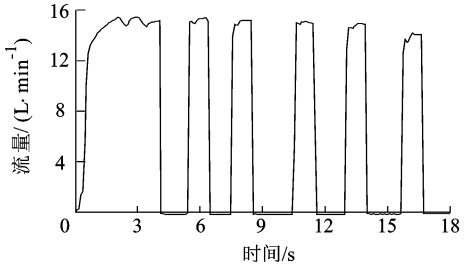

图 5　液力变矩器闭锁离合器开闭动态流量变化曲线

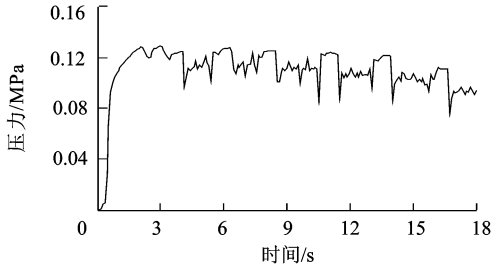

图 6　润滑系统动态压力变化曲线

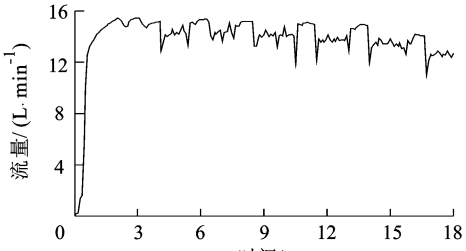

图 8 是从 3 挡升到 4 挡每个油缸的动态压力曲线.可以清楚的看到控制元件 C1 的油压下降,控制元件 C1 打开.而 C2 的油压上升,控制元件 C2 关闭.控制元件 C2 关闭所需要的时间大概为 0.4 s.从 C2 的动态压力曲线可以清楚的看出,油缸冲油可以分为 3 个过程:①为快速充油过程,②为油缸和离合器消除间隙过程,③为快速升压阶段.通过以上的分析,换挡动态油压变化符合理论设计要求.

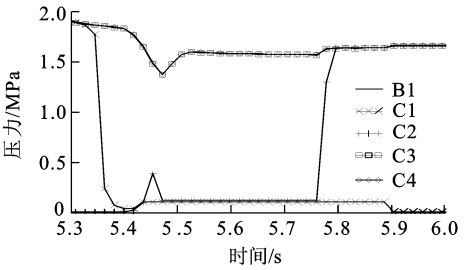

图 8　从 3 挡升到 4 挡每个油缸的动态压力曲线

图 9 是从 3 挡升到 4 挡每个油缸的动态流量曲线.从图 9 中能清楚地看出接合元件 C2 的冲油流量和打开元件 C1 泄油流量与时间的关系.从中可以分析出,当 8AT 换挡时,流入高压管路(g 口)的流量能够非常迅速地充满换挡油缸,所需流量符合设计要求.同时,泄油的油缸也能迅速地将液压油排除,使控制元件分离.

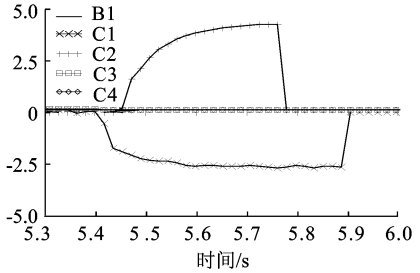

图 9　从 3 挡升到 4 挡每个油缸的动态流量曲线

通过动态仿真调整系统压力阀的主要参数(弹簧刚度,阀芯直径,节流孔直径等),满足液压系统设计要求.在本文建立液压系统模型中可以改变一个或者多个参数来改变液压系统的动态特性.这些参数的改变直接影响到液压系统的动态性能.当设计和优化液压系统时候,动态仿真方法是非常有用的.

4　结　论

1) 设计了一个全新的 8AT 液压系统,通过理论计算获得各个元件的具体参数.

2) 建立了 8AT 液压系统动态仿真模型.对液压系统的每一个阀体元件的动态特性进行了仿

真.对系统压力阀,换挡操纵机构,液力变矩器以及润滑系统作了压力和流量的动态变化分析.此动态模型可以通过改变一个或者多个参数来改变液压系统的动态特性.这些参数的改变直接影响到液压系统的动态性能.此模型为液压系统的设计和优化提供了有力的依据.

参考文献(References)

[1] Chung-Hung Pan, Moskwa J J. Dynamic modeling and simulation of the Ford AOD automobile transmission[C]//Jurgen R K. Electronic Transmission Controls. USA: Society of Automotive Engineers Inc, 2000:111－120

[2] Megli T W, Haghgooie M, Colvin D S. Shift characteristics of a 4-speed automatic transmission[C]//Jurgen R K. Electronic Transmission Controls. USA: Society of Automotive Engineers Inc, 2000:277－289

[3] Miyata H, Hojo Y, Tabata A. Toyota new compact five-speed autmmatic tansmission for RWD passenger cars[C]//Jurgen R K. Electronic Transmission Controls. USA: Society of Automotive Engineers Inc, 2000:35－43

[4] Oshima K, Kimura H, Miyata H, et al. Control system development with large folw small linear solenoid for the new Toyota 6-speed transaxle[R]. Transmission and Driveline of SAE, 2006-01-1478, 2006

[5] Jauch F. Model-based application of a slip-controlled converter lock-up clutch in automatic car transmissions[C]//Jurgen R K. Electronic Transmission Controls. USA: Society of Automotive Engineers Inc, 2000:269－275

[6] Martin B, Redinger C J, Dourra H. Chrysler 45RFE: a new generation real-time electronic control RWD automatic transmission[C]//Jurgen R K. Electronic Transmission Controls. USA: Society of Automotive Engineers Inc, 2000:3－23

[7] Wang Shuhan, Xu Xiangyang, Liu Yangfang, et al. Dynamic characteristic simulation of AT Hydraulic system[R]. SAE International, 2008-01-1683,2008

(责任编辑:张 嵘)

(上接第859页)

3 结 论

碟形飞行器滚转和荷兰滚模态稳定,横航向各运动模态均能满足1级飞行品质标准.良好的飞行品质使得具有布局紧凑,升力面积和载物空间大,型阻小等优点的碟形飞行器可以广泛应用于舰载机、无人侦察机、电子预警机等领域.另外,较大的机身厚度和结构强度使得在碟形飞行器上进行附面层控制的可行性大为提高,从而能使碟形飞行器成为优秀的载重机型.

参考文献(References)

[1] Liebeck R H. Design of the blended-wing-body subsonic transport[R]. AIAA-02-13493, 2002

[2] Ricketts R H, Noll T E, Woodrow W J, et al. An overview of aeroelasticity studies for the national aero-space plane [R]. AIAA-93-1313-CP, 1993

[3] Murphy K J, Nowak R J, Thompson R A, et al. X-33 hypersonic aerodynamic characteristics[R]. AIAA-99-4162, 1999

[4] Wood R M, Bauer S X S. Flying wings/flying fuselages[R]. AIAA-01-0311, 2001

[5] 郭锁凤. B-2飞行控制系统的设计技术[J]. 国际航空,1994,8(13):57－58
Guo Suofeng. Design technique for B-2 flight control system [J]. International Aviation, 1994, 8(13): 57－58(in Chinese)

[6] Liebeck R H. Blend wing body design challenges[R]. AIAA-03-2659, 2003

[7] 马松辉,吴成富,陈怀民. 飞翼飞机稳定性与操作性研究[J]. 飞行力学,2006,24(3):18－19
Ma Songhui, Wu Chengfu, Chen Huaimin. Study on stability and manoeuvrability of flying wing aircraft[J]. Flight Dynamics, 2006,24(3):18－19(in Chinese)

[8] 吴森堂,费玉华. 飞行控制系统[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005:73－78
Wu Sentang, Fei Yuhua. Flight control systems[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2005:73－88(in Chinese)

[9] GJB185-86,有人驾驶飞机(固定翼)飞行品质[S]
GJB185-86, Flying qualities of piloted planes (fixed wings) [S](in Chinese)

[10] 范立钦,周鼎义. 飞机空气动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,1989:262－263
Fan Liqin, Zhou Dingyi. Flight dynamics[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 1989:262－263(in Chinese)

(责任编辑:李 晶)