

电控液压动力转向系统液压管路建模与特性^{*}

石培吉 施国标 林逸 赵万忠

【摘要】 用键合图方法建立了电控液压动力转向系统(EHPS)液压管路的数学模型并得到管路的动态摩擦阻力,通过实验,验证了模型的准确性。应用 Matlab/Simulink 工具,对管路液阻、液容、液感各参数对管路工作特性的影响进行了仿真分析,结果表明,在条件许可范围内,增大液阻和液感,减小液容可以增强管路工作的稳定性。

关键词: 电控液压动力转向系统 层流管路 动态摩擦 键合图 仿真

中图分类号: U463.22⁺1.6

文献标识码: A

Modeling and Characteristics of Hydraulic Lines of EHPS

Shi Peiji¹ Shi Guobiao¹ Lin Yi² Zhao Wanzhong¹

(1. Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China 2. Beijing Automotive Technology Center, Beijing 100076, China)

Abstract

The mathematical model of hydraulic of electro-hydraulic power steering system(EHPS) line was established by using bode graph theory and the state space equation was attained. Dynamic fluid friction of the line has been considered when modeling so the simulation results more agreed with reality. A simulation was carried out to analyze how the fluid resistance, induction and capacity impacted the work performance of the hydraulic line. The result is that, increase the fluid resistance and induce or decrease the fluid capacity could all boost up the stability.

Key words Electro-hydraulic power steering system, Laminar flow, Dynamic friction, Bode graphs, Simulation

引言

目前,车辆上安装使用的动力转向系统多为液压助力式。液压转向机构具有操纵灵活轻便、结构紧凑、利于布置安装、性能稳定、工作可靠等优点,应用极为广泛,多用于起重运输机、装载机、叉车等大中型工程机械和低速中型车辆上。针对液压转向系统,前人已就系统建模问题作了研究和分析,然而大部分论文没有考虑到液压管路的问题。文献[1]考虑了液压管路,使得所建立的模型更加精确,然而仍然存在系统振荡剧烈、收敛时间长的问题。管路动态研究方法主要有特征线法、频率法、分布参数键图

法^[1~4]。特征线法对摩擦项的高精度处理,使得其递推算法规整而且精确,但由于边值问题及与相关流体元件模型连接的困难,限制了特征线法在实际工程中的应用;分段集中参数法适合于管路较短、脉动频率较低时使用,否则误差较大,主要表现在压力波动曲线的频率差异和波形衰减较慢两方面。本文就此问题,对系统模型作了修正,即加入了管路的动态摩擦影响,使仿真结果更符合实际情况。

1 模型的建立

1.1 关于动态摩擦的说明

图1为电控液压动力转向液压管路部分的示意

收稿日期: 2007-11-08

^{*} 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(项目编号: 2006AA11A192)和北京市科委奥运资助项目(项目编号: 0305002040111)

石培吉 北京理工大学机械与车辆工程学院 博士生, 100081 北京市

施国标 北京理工大学机械与车辆工程学院 讲师 博士后

林逸 北京汽车研究总院常务副院长 教授 博士生导师, 100076 北京市

赵万忠 北京理工大学机械与车辆工程学院 博士生

图。

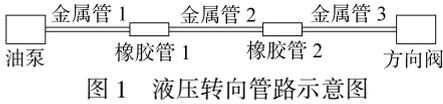


图 1 液压转向管路示意图

Fig.1 Hydraulic line of power steering system

考虑到液压管路的实际情况,将管路分为五部分,即 3 段金属铸造管路和 2 段橡胶管路。对于工程科学实际问题计算而言,在保证所需精度的前提下,模型的经济性和简易性是重要的因素,建立能够反映管路动态特性的模型对管路的仿真结果具有重要的影响。为了使建立的模型便于在工程实际中应用和编程仿真方便,本文用有限个数的集中参数管路阻抗近似代替分布参数管路阻抗,用简化传递矩阵的分段式集中参数法来建立管路的键合图模型。同时参考李洪人、陈照第^[2]等提出的包含动态摩擦项的方法,修正分段式集中参数模型,即采用包含有动态摩擦项的分段式集中参数模型来进行管路模型的搭建。该模型形式简单,参数的物理意义明显,通过动态仿真分析可以很清楚地了解整个管路中各部分压力和流速的变化情况以及它们之间的相互关系。在仿真中,将着重考察与管路脉动频率、波形衰减速度和压力峰值等相关的因素,从而为实际的工程设计提供参考。

动态摩擦是由于管内流体脉动引起的摩擦损失,是一个复杂的流体力学问题,对它的处理是建立新的层流管路分段集中参数模型的关键。动摩擦与静摩擦都是由于粘性作用引起的,因此动摩擦液阻与静摩擦液阻有关,这里把静摩擦液阻作为动摩擦液阻表达式中的一个独立变量,仿真表明动摩擦液阻还与管路的长度和管路半径有关。由于动摩擦液阻 R_{dp} 与静摩擦液阻 R_p 的量纲一致,设定动摩擦液阻与静摩擦液阻有某种函数关系,可表示为

$$R_{dp} = 1\ 300(l/r)^{-0.64}R_p \quad (1)$$

1.2 基于键合图理论的系统建模

根据键合图理论,作出系统功率键合图,如图 2 所示。

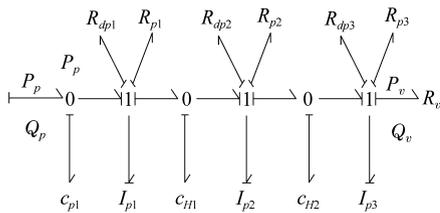


图 2 管路键合图模型示意图

Fig.2 Bode graph of the hydraulic lines

根据图 2 中的功率流方向、因果关系以及相关规则,可得到系统的状态空间方程^[5-6]

$$\dot{X} = AX + Bu \quad (2)$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{c_{p1}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{I_{p1}} & \frac{R_{p1} + R_{dp1}}{I_{p1}} & \frac{1}{I_{p1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{c_{H1}} & \frac{1}{c_{H1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_{p2}} & \frac{R_{p2} + R_{dp2}}{I_{p2}} & -\frac{1}{I_{p2}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{c_{H2}} & 0 & -\frac{1}{c_{H2}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_{p3}} & -\frac{R_{p3} + R_{dp3} + R_v}{I_{p3}} \end{bmatrix}$$

$$X = [P_{p11} \quad Q_{p12} \quad P_{H1} \quad Q_{p2} \quad P_{H2} \quad Q_{p3}]^T$$

$$B = \left[\frac{1}{c_{p1}} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right]^T$$

$$u = Q_p \quad R_{pi} = \frac{128\mu l_{pi}}{\pi d^4} \quad c_{pi} = \frac{Al_{pi}}{K}$$

$$c_{Hi} = kl_{Hi} \quad I_{pi} = \frac{\rho l_{pi}}{A}$$

式中 R_{pi} ——第 i 段金属管的静摩擦液阻, $N \cdot s \cdot m^{-5}$

R_{dpi} ——第 i 段金属管的动摩擦液阻, $N \cdot s \cdot m^{-5}$

c_{pi} ——第 i 段金属管内的液容, m^5/N

I_{pi} ——第 i 段金属管的液感, kg/m^4

c_{Hi} ——第 i 段橡胶管内的液容, m^5/N

μ ——液压油的粘度, $Pa \cdot s$

l_{Hi} ——第 i 段橡胶管的长度, m

ρ ——液压油的密度, kg/m^3

A ——橡胶管的过流面积, m^2

d ——金属管路的直径, m

K ——液压油的体积弹性模量, Pa

k ——在金属管路内液压油以及管壁的综合膨胀系数, m^4/N

l_{pi} ——第 i 段金属管的长度, m

2 管路动态特性仿真及其分析

仿真过程中,取液压油密度为 830 kg/m^3 ,液压油粘度为 $0.95 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot s$,首先比较了计入管路动态摩擦阻力前后系统的时间响应曲线和频率响应曲线。在考虑了管路动态摩擦阻力的情况下,分别改变液阻、液容、液感中的 1 个参数,其他 2 个参数不变,通过仿真计算来考察管路参数对管路动态性能的影响,图 3~8 为仿真结果。

由图 3、4 可以看出,管路的动态液阻对管路的工作稳定性有重大影响。可以发现,没有引入动态摩擦阻力之前,系统的振荡剧烈,稳定时间长,而引入动态摩擦阻力后,这些都得到改善,管路的震荡频率和幅度均有所降低,稳定性裕度好于修正前,消除了第一阶共振峰,相位突变现象得到改善。

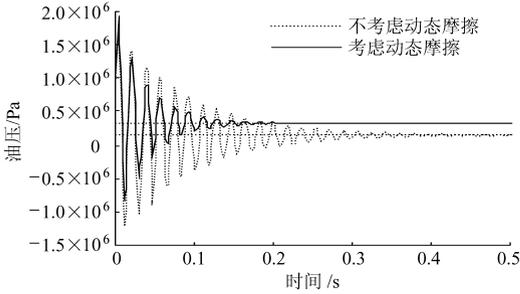


图 3 动态摩擦项对管路时域响应的影响

Fig.3 Comparison of time response simulations of the original and modified model of the hydraulic line (dynamic resistance)

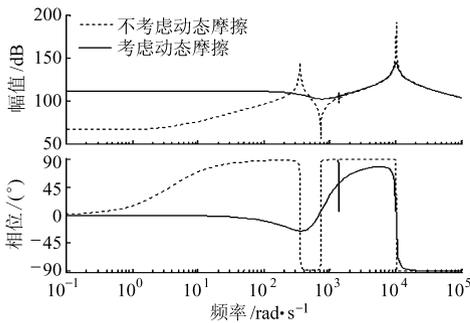


图 4 动态摩擦项对管路频域响应的影响

Fig.4 Comparison of frequency response simulations of the original and modified model of the hydraulic line (dynamic resistance)

图 5 为铸造铜管的液容参数对管路性能的影响。仿真结果表明,此参数主要影响高频响应,随着液容的增大,高频输入时管路振荡幅值减小,高频稳定带宽加大。

图 6 为金属管的液阻参数对管路性能的影响。

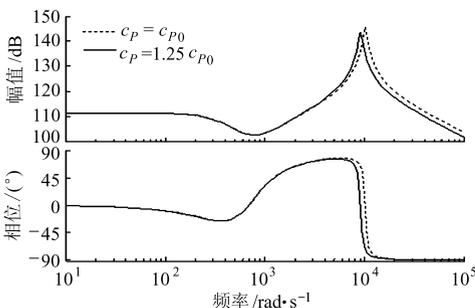


图 5 液容对管路频域响应的影响

Fig.5 Comparison of frequency response simulations of the original and modified model of the hydraulic line (hydraulic capacity of pipes)

与图 5 相反,此参数主要影响低频响应,随着液阻的增大,低频幅值裕度和相位裕度加大。为了加大金属管路的液阻有 2 种方法,一是加长管路,但管路的长度也有上限,不能任意加长;另一个方法是加大管路的内径。这 2 种方法的缺点是加大了制造成本。

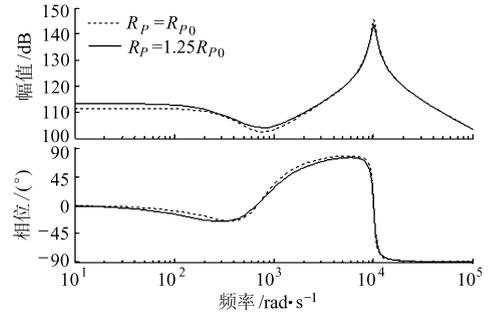


图 6 液阻对管路频域响应的影响

Fig.6 Comparison of frequency response simulations of the original and modified model of the hydraulic line (hydraulic resistance of pipes)

图 7 为橡胶软管的液容参数对管路性能的影响。此参数主要影响中低频输入的响应,对 15 ~ 1 126 rad/s 频率范围之外的影响非常微小,可以忽略不计。随着液容的增大,此频段的稳定裕度降低。

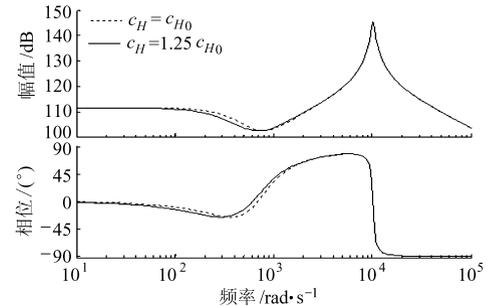


图 7 液容对管路频域响应的影响

Fig.7 Comparison of frequency response simulations of the original and modified model of the hydraulic line (hydraulic capacity of hose)

图 8 为橡胶软管的液感参数对管路性能的影响。结果表明,此参数几乎影响整个频率段的响应

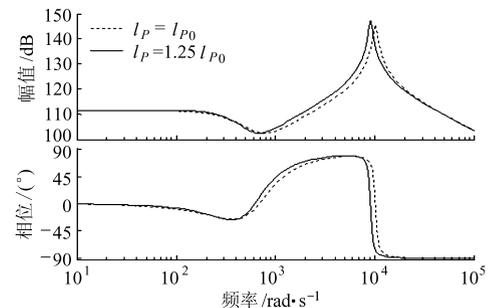


图 8 液感对管路频域响应的影响

Fig.8 Comparison of frequency response simulations of the original and modified model of the hydraulic line (hydraulic induction of pipes)

特性。而对于小于 15 rad/s 段的影响甚微。增大橡胶软管的液感, 会抑制高频振荡, 但大部分频率范围内, 降低了系统的稳定性, 设计时应全盘考虑。

3 实验

为了验证本模型的正确性, 参照文献[7]进行了实验研究。实验结果如图 9 所示。其中, 虚线部分为仿真结果, 实线为试验结果。可以发现, 管内流体在初始阶段有短时间震荡, 在 0.3 s 内达到稳定状态, 仿真结果与实际测得的数据比较吻合。

4 结论

(1) 液压管路是 EHPS 系统的重要组成部分, 对系统的动静态性能都有重要影响。

(2) 以键合图理论为基础建立的模型中考虑了管路的动态摩擦项, 仿真结果表明它对管路的工作特性影响极大, 在进行系统建模时不能被忽略。

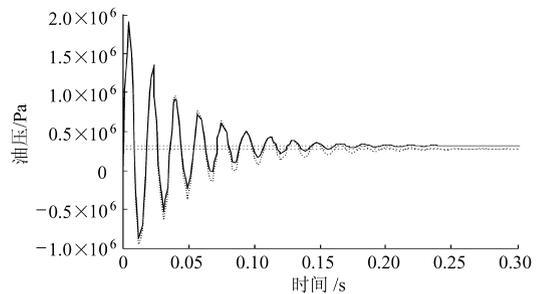


图 9 仿真结果与实验结果对比

Fig. 9 Comparison of time response between simulation and experiment

(3) 实验结果表明, 考虑了动态摩擦的模型仿真结果与实际情况基本吻合, 从而验证了模型的有效性。

(4) 仿真分析了管路的液感、液容、液阻的变化对系统工作性能的影响, 研究了这些参数变化产生影响的频率范围, 从而可以通过改变管路的长度、管径、橡胶管的刚度等参数来改善管路工作特性, 可以为设计 EHP 系统提供参考依据。

参 考 文 献

- 1 Masaaki Senga. Modeling and analysis of power steering system[D]. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 1995.
- 2 李洪人, 陈照弟. 新的液压管路分段集中参数键图模型及其试验研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(3): 61~64.
Li Hongren, Chen Zhaodi. New sectional concentrated parameter model using bode graphs for hydraulic pipelines[J]. China Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(3): 61~64. (in Chinese)
- 3 田树军, 张宏. 液压管路动态特性的 Simulink 仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(5): 1 136~1 146.
Tian Shujun, Zhang Hong. Study on simulation of hydraulic pipelines' dynamic characteristic by Simulink software[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(5): 1 136~1 146. (in Chinese)
- 4 Xu Dongmei, Tian Shujun, Liu Nenghong. Modeling and simulation for dynamic characteristics of the hydraulic pipeline with the sectionalized lumped parameter method[C]//Proc. of the 2nd International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, 1995: 593~595.
- 5 Âli Yurdun, Orbark, Kamal Youcef-toumi, et al. Model reduction and design of a power steering system[C]//Proceedings of American Control Conference San Diego, California, 1999: 4 476~4 481.
- 6 王中双. 键合图理论及其在系统动力学中的应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2000.
- 7 GB/T 20461—2006 汽车动力转向系统用橡胶软管和软管组合件规范[S].
GB/T 20461—2006 Norms for rubber hoses and hose assembly of vehicle power steering system with[S]. (in Chinese)

(上接第 197 页)

- 6 李德葆, 陆秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- 7 Altintas Y, Shampoto E, Lee P. Analytical prediction of stability lobes in ball end milling[J]. ASME of Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1999, 121(3): 586~592.