

阀控恒功率变排量液压马达作动系统技术研究

齐广峰¹ 曹圣兵²

(1 海装驻西安地区第五军事代表室 陕西 西安 710000; 2 庆安集团有限公司 陕西 西安 710000)

摘要: 随着现代飞机向高机动、薄翼型方向发展, 出现了阀控液压马达作动系统, 用于控制飞机翼面或舱门的旋转作动。同时, 随着飞机功率的增大, 能量利用率要求越来越高, 阀控变排量马达应运而生, 并在国外先进飞机上成功应用。本文介绍了阀控恒功率变排量液压马达作动系统的组成及工作原理, 通过建模仿真的方法对阀控恒功率变排量液压马达作动系统和阀控定排量液压马达作动系统的性能进行了分析论证。结果表明: 与阀控定排量液压马达作动系统相比, 阀控恒功率变排量液压马达作动系统的液压效率显著提高, 对实际的工程应用具有重要意义。

关键词: 变排量液压马达; 恒功率; 定排量液压马达; 仿真

0 引言

阀控液压马达作动系统作为一种可提供旋转运动的执行机构, 广泛应用于目前飞机上的各类子系统中, 如高升力系统的襟翼和缝翼驱动系统、武器舱门驱动系统、机翼折叠作动系统、发动机矢量调节作动系统、前轮转弯作动系统以及飞机上其他类似的旋转作动系统等。

阀控液压马达作动系统主要包含阀控定排量液压马达作动系统和阀控变排量液压马达作动系统两类。与阀控定排量液压马达作动系统相比, 阀控变排量液压马达作动系统的主要不同在于采用可转动的斜盘及相关控制代替了固定斜盘, 因此, 具有降低系统流量需求、减少能量消耗、减轻产品重量、提高工作效率、响应快等优点, 将在高性能飞机中有很大的实际应用价值。目前空客 A380 是第一架使用变排量液压马达驱动高升力系统的飞机, 国外先进战斗机如 F-23、F-22、F-35 在机动襟翼及舱门驱动上均不同程度的应用可变排量马达技术, 有效降低了产品重量及液压系统流量要求, 达到了省功率的目的。

根据现有的结构形式, 阀控变排量液压马达作动系统主要包括恒功率变排量马达构型和伺服变排量马达构型。本文所研究的阀控变排量液压马达作动系统为恒功率变量马达构型, 根据作者多年在阀控液压马达作动系统技术领域的基础研究, 结合型号研制需求, 对阀控恒功率变排量液压马达作动系统组成及工作原理进行了简要介绍, 通过建模仿真对阀控定排量液压马达系统和阀控恒功率变排量液压马达系统的性能进行了对比分析, 总结了其优缺点, 为后续恒功率变排量马达的型号应用提供理论支撑。

1 系统组成

如图 1 所示, 阀控恒功率变排量液压马达作动系统一般由电磁切断阀 (SOV)、减速电磁切断阀 (SOV)、功能转换阀、电液伺服阀 (EHV)、液压制动器、压力调节阀、液压马达 (定/变)、减速机构、旋转作动器 (GRA)、机械保护装置、位置反馈机构 (RVDT) 等组成, 系统通常采用大流量的 EHV 控制液压马达的旋转和旋向, SOV 控制功能转换阀转换, 从而控制通往 EHV 和液压制动器的高压油液, EHV 两负载油口与变量马达的进出油口沟通。阀控恒功率

变排量液压马达作动系统主要的工作特点为: 能够根据外负载反传力矩使马达容腔内压降产生变化, 通过压力调节阀自适应调节马达上的斜盘角度, 从而改变马达排量, 控制液压马达输出的转速和扭矩, 实现恒功率输出, 驱动传动轴将机械功率传递给传动线系上的作动装置。

2 工作原理

阀控变排量马达驱动的旋转式作动系统原理如图 1 所述, 正常工作时动力驱动单元通压, 上位机控制器给电磁阀通电, 功能转换阀转换至打开位置, 高压油液通向液压制动器和电液伺服阀, 液压制动器解除对液压马达输出轴的把持, 上位机控制器给电液伺服阀发出动作信号, 电液伺服阀驱动液压马达旋转输出, 通过减速机构转变为动力驱动单元的输出, 动力驱动单元通过传动线系将机械功率传递给各作动器, 从而完成系统动作并反馈状态信号; 系统工作过程中会根据外负载变化, 由压力调节阀输出油液驱动液压马达变量活塞移动, 从而改变马达斜盘的排量, 改变马达输出的转速和扭矩, 以适应更宽的负载范围, 同时提高系统的工作效率。

阀控恒功率变排量液压马达作动系统的偏转角度通过动力驱动单元和外端作动器上的位置反馈机构进行反馈。当系统运动至行程末端时, 上位机控制器给减速电磁阀发出信号, 经过减速电磁阀的高压油液进入到液压马达变量活塞中, 驱动斜盘移动至最大排量处, 使液压马达输出转速降低, 动力驱动单元的输出转速降低, 输出给传动线系和各作动器

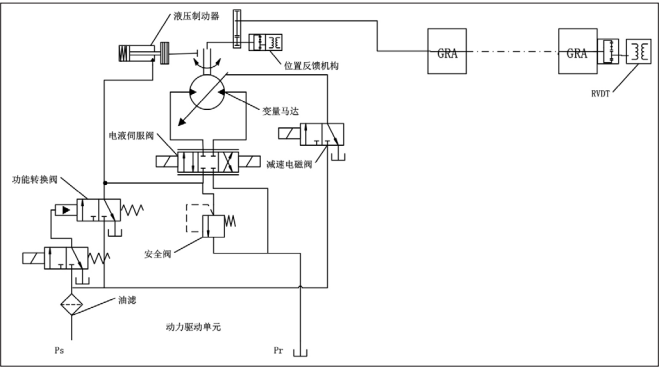


图 1 阀控恒功率变排量液压马达作动系统组成原理图

的转速降低，实现系统以低速到达特定位置。

阀控恒功率变排量液压马达作动系统运动到位后，触发结构上的到位微动开关，上位机控制器接收该信号后发出指令，切断动力驱动单元上的电液伺服阀、电磁阀和减速电磁阀供电，切断了供给液压马达的高压油液，功能转换阀回零位，液压制动器掉压制动，将液压马达输出轴把持，动力驱动单元及机械保护装置将整个机械传动线系把持在特定位置。

3 系统建模仿真分析

3.1 物理模型

根据阀控恒功率变排量液压马达作动系统的组成和工作原理，考虑固定结构柔度和连接结构柔度后，结合各部件自身的结构特点以及各个环节的物理量变化情况，构建系统的物理模型如图 2 所示。

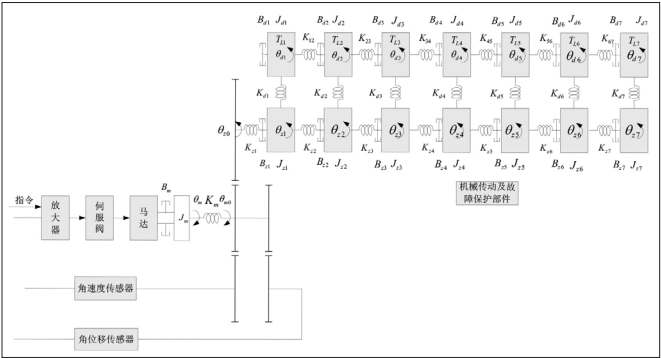


图 2 阀控恒功率变排量液压马达作动系统物理模型

为了便于对比分析阀控恒功率变排量液压马达作动系统与阀控定排量液压马达作动系统的性能,在图 2 的基础上,将这两种系统的物理模型均进行简化处理,统一采用图 3 来表示。同时结合各部件的结构特点,将后端的机械传动部件也做简化处理,如图 3 所示。

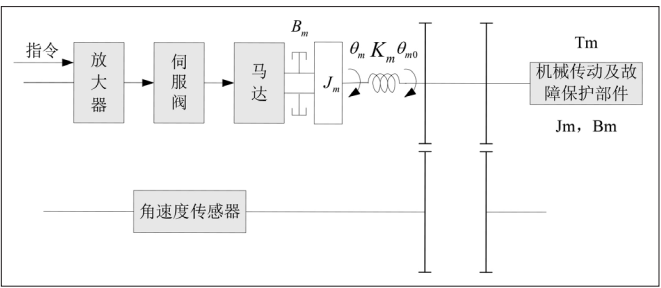


图 3 阀控马达（定 / 变）作动系统简化物理模型

3.2 数学模型的建立

根据各环节的工作原理及物理模型建立动态数学方程。

3.2.1 伺服阀的流量方程

假定阀是零开口阀，且节流窗口是匹配和对称的，供油压力 P_s 恒定，回油压力 P_r 为零。阀的线性化流量方程为

$$Q_f = K_q x_v - K_c p_f \tag{1}$$

式中

Q_f ——为负载流量；

K_q ——为流量增益；
 K_c ——为流量 - 压力系数；
 x_v ——为阀芯位移；
 P_f ——为负载压降。
3.2.2 液压马达的流量连续性方程

$$Q_f = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{sl} P_f + \frac{V_t}{2E_y} \frac{dp_f}{dt} \tag{2}$$

式中

D_m ——马达的体积排量；
 C_{sl} ——马达的总泄漏系数；
 V_t ——每个马达腔的平均容积；
 θ_m ——马达轴的角位置；
 E_y ——油液有效体积弹性模量。
3.2.3 液压马达的力矩平衡方程

$$M_g = D_m P_f = J_t \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_t \frac{d\theta_m}{dt} + K\theta_m + T_L \tag{3}$$

式中

J_t ——马达和负载的总转动惯量；
 B_t ——负载的粘性阻尼系数；
 K ——负载扭矩弹簧系数；
 K ——负载扭矩弹簧系数；
 θ_m ——马达轴的角位置；
 T_L ——作用在马达轴上的任意负载力矩。

3.3 仿真分析

3.3.1 定排量液压马达作动系统仿真分析

3.3.1.1 建立仿真模型

根据系统的数学模型建立 Simulink 仿真模型如图 4 所示。

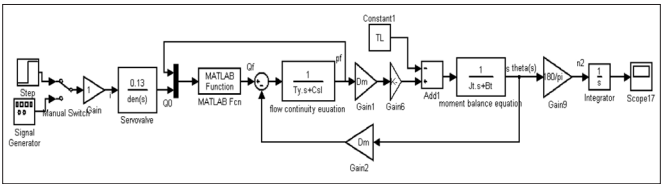


图 4 阀控定排量液压马达作动系统仿真模型

3.3.1.2 确定仿真参数

根据某型产品的技术参数，确定该阀控马达系统仿真参数如下：

- 伺服阀空载额定流量： $Q_0=160L/min$ ；
- 油液有效体积弹性模量： $E_y=700MPa$ ；
- 液压马达排量： $D_m=15ml/r$ ；
- 液压马达两腔及连接管道总容积： $V_t=50 \cdot D_m$ ；
- 液压马达泄漏系数： $C_{sl}=5 \times 10^{-12}$ ；
- 转动惯量： $J_t=1 \times 10^{-3} kg \cdot m^2$ ；
- 负载粘性阻尼系数： $B_t=0.001$ ；
- 液压马达传动效率： $K_t=0.85$ 。

3.3.1.3 仿真计算

将上述参数带入模型，进行仿真计算，得出仿真结果

如表 1 所示。

表 1 阀控定排量液压马达作动系统仿真结果

序号	负载 T (N.m)	流量 Q(L/min)	马达转速 N (r/min)	马达排量 Dm (mL/r)	输入功率 (Kw)	输出功率 (Kw)
1	0	154	10355	15	71	0
2	10	139	9246	15	64	9
3	20	122.5	8016	15	57	16
4	30	103	6608	15	48	20
5	40	79	4888	15	36	20
6	50	43.2	2397	15	20	12
7	53	32	402	15	14	2

3.3.2 变排量液压马达仿真分析

3.3.2.1 建立仿真模型

根据系统的数学模型建立 Simulink 仿真模型如图 5 所示。

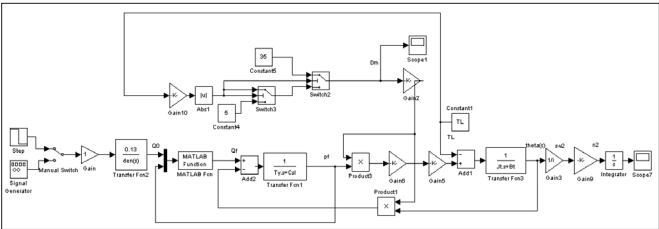


图 5 阀控恒功率变排量液压马达仿真模型

3.3.2.2 确定仿真参数

根据某型产品的技术参数，确定该阀控马达系统仿真参数如下：

- 系统供油压力： $P_s=28\text{ MPa}$ ；
- 伺服阀空载额定流量： $Q_0=160\text{ L/min}$ ；
- 油液有效体积弹性模量： $E_y=700\text{ MPa}$ ；
- 液压马达排量： $D_m=5\sim35\text{ ml/r}$ ，随负载变化；
- 液压马达两腔及连接管道总容积： $V_t=50*D_m$ ；
- 液压马达泄漏系数： $C_{sl}=5\times10^{-12}$ ；
- 转动惯量： $J_t=1\times10^{-3}\text{ kg.m}^2$ ；
- 负载粘性阻尼系数： $B_t=0.001$ ；
- 液压马达传动效率： $K_t=0.85$ 。

3.3.2.3 仿真计算

将上述参数带入模型，进行仿真计算，得出仿真结果如表 2 所示。

3.4 仿真结果的对比分析

通过对表 1 和表 2 中的数据进行对比分析，分别绘制了阀控马达的扭矩 - 速度 (T-n)、扭矩 - 流量 (T-Q)、扭矩 - 输入功率 (T-P 输入)、扭矩 - 输出功率 (T-P 输出) 图，详见图 6 ~ 9。

3.4.1 有效提高系统的带载能力

由图 6 中的 T-n 对比图可知，采用阀控变排量液压马达的系统，其输出扭矩能力明显提高，在同等条件下，其输出扭矩由 50N.m 提高为 130N.m。

3.4.2 有效降低了系统流量需求

表 2 阀控恒功率变排量液压马达作动系统仿真结果

序号	负载 T (N.m)	流量 Q(L/min)	马达转速 N (r/min)	马达排量 Dm(mL/r)	输入功率 (Kw)	输出功率 (Kw)
1	0	142	28355	5	66	0
2	10	94	17820	5	43	18.65
3	20	98	10000	9.3	45	20.93
4	30	100	6826	14	46	21.43
5	40	101	5160	48.6	47	21.60
6	50	100	4140	23.2	46	21.66
7	53	101	3986	24	47	22
8	60	101	3460	27.9	47	21
9	70	101	3970	32.6	47	29
10	80	97	2629	35	45	22
11	90	86.5	2320	35	40	21
12	100	75	2000	35	35	20
13	110	62	1575	35	28	18
14	120	45	1064	35	21	13
15	130	20	5	35	9	0.068

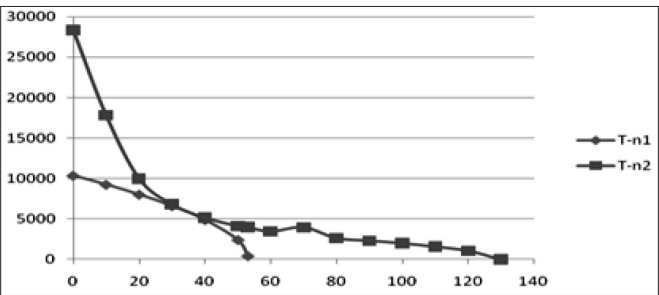


图 6 T-n 对比图

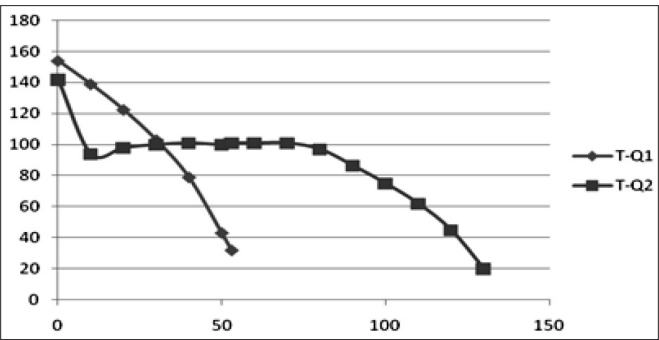


图 7 T-Q 对比图

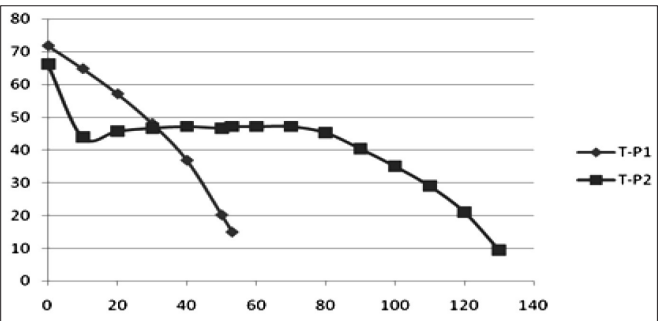


图 8 T-P 输入对比图

由图 7 中的 T-Q 对比图可知，采用变排量液压马达以后，在小负载情况下，系统流量需求明显降低，减小了能量损失，
(下转第 72 页)

输模式,导致开关车门不能触发踏板工作。解决方案是原车做交车模式 PDI。

步骤 3: 确认开关车门仪表盘有相应提示的情况下,检查 ECU 程序是否与原车匹配,可以通过更换新的 ECU 或者重新刷新 ECU 程序验证处理。

3.3 电动踏板开前门有反应,开后门没有反应

原因分析: 前门有反应,证明 CAN 信号线/电机/线路/ECU 驱动,都没有问题,那么这种情况下,就有以下几种可能: 原车门开关信号问题、ECU 程序不匹配、个别车型问题。

步骤一: 点火状态下,开关没有反应那个的车门,检查原车仪表盘是否有对应车门打开的提示,如果没有提示,那么就可能是: 原车门开关问题或 PDI 没有刷客户交车模式的 PDI。

步骤二: 确认门信号及 CAN 接线问题没有异常的情况下,那么就有可能是 ECU 的程序,跟原车不匹配。

步骤三: 确认原车门信号及 ECU 程序都没有问题的情况下,有可能是个别车型的问题。

3.4 安装后原车出现故障码

原因分析: 导致原车有故障码,有可能是电踏 ECU 干扰原车导致故障码、安装时拔掉了原车其他保险,原车识别到异常提示故障码、安装时操作不当,导致原车线路有短路,产生故障码。

步骤一: 把电踏 ECU 拔掉,查看故障码是否还存在,如果拔掉 ECU 故障码就消失的情况下,那么就证明是电踏 ECU 导致。

步骤二: 拔掉电踏 ECU 故障码还存在的情况下,就可以确认不是电路问题造成的,有可能是安装时把原车保险拔掉导致。把保险重新插回,如果插回原车保险还是有故障码的话,让店里清除故障码。

步骤三: 原车保险没有被拔掉的情况下,检查安装电路接线的时候,是否有把原车线路破坏,导致线路短路的情况。

3.5 踏板伸缩反向

原因分析: 电机线正负极接反,或者需要反接,出现这种问题的情况下,可能是要求正负极正接的情况下,把正负极接反。

解决方案: 检查电机正负极是否反接,如果反接的情况下,把正负极重新调换。

4 结语

综上所述,本文通过对近年来发展较快的汽车电动踏板的功能技术、创新研究及常见的异常问题诊断解决方法进行简要阐述剖析,旨在给国内从事维修检测的专业技术人员提供一些参考,鼓励行业科技人员开展汽车技术创新研究,使车辆更加舒适、便捷和安全,提高汽车踏板的附加值,进一步推动汽车零部件设计与制造技术的发展及升级迭代。

参考文献:

- [1] 黎兵. 基于 CAN 总线的车载分布式网络控制系统的研究及实现 [D]. 沈阳工业大学, 2006.
- [2] 李贵飞. 汽车电动脚踏板控制器实时监测系统的研制 [D]. 中国计量学院, 2014.
- [3] 饶金贵. 简述一种汽车电动踏板技术的研究开发 [J]. 工程技术, 2017(06): 208.

(上接第 69 页)

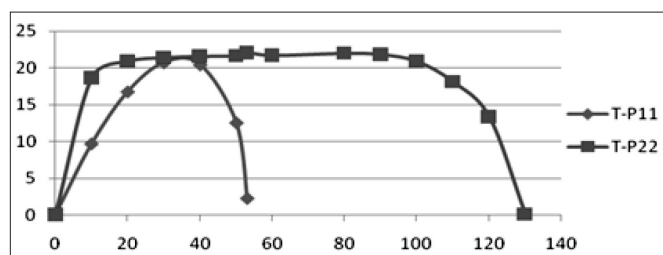


图 9 T-P 输出对比图

注: 红色曲线为阀控变排量马达, 蓝色曲线为阀控定排量马达。
提高了系统能量利用率。

3.4.3 提高了系统输出功率, 实现了恒功率控制

由图 8 中的 T-P 输入对比图和图 9 中的 T-P 输出对比图可知, 通过采用变排量液压马达, 实现了系统恒功率控制, 有效的利用了系统的液压能源, 同时系统输出功率能力明显提高, 液压利用效率较高。

4 结语

本文通过对阀控恒功率变排量液压马达作动系统进行研究, 通过与传统的阀控定排量液压马达的对比分析, 可以发现阀控恒功率变排量液压马达作动系统提高了系统的能

量利用率, 减少了对液压能源的需求, 有效地提高了系统的带载能力, 可以为阀控恒功率变排量液压马达系统在航空上的应用提供指导意义。

参考文献:

- [1] 徐鑫福. 飞机飞行操纵系统 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.
- [2] 刘林, 郭恩友. 飞行控制系统的分系统 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [3] 马俊功, 杨晓月. 基于模糊 PID 控制的变排量液压马达系统仿真 [J]. 计算机测量与控制, 2018.26 (10): 61-65.
- [4] Durtschi W G, Kandil M, Kilroy D. Design, development, and demonstration of a high -pressure, Overcenter, Variable-Displacement Hydraulic Motor[A]. Long Beach, California: Aerospace Technology Conference and Exposition[C]. 1990.
- [5] 王春行. 液压控制系统 [M]. 北京: 机械工业出版社 1995.
- [6] 李军, 王鸿辉. 阀控马达的非线性建模与仿真 [J]. 机床与液压 2011.09.039.

作者简介: 齐广峰 (1976.10-), 男, 满族, 辽宁兴城人, 硕士, 高级工程师, 研究方向: 控制工程。