

船用遥控阀门摆动液压马达的设计

赵晓明, 王建楹

(中国船舶重工集团公司第七一三研究所, 河南 郑州 450015)

摘要: 随着全球经济和海洋运输业的发展, 遥控阀门系统成为大型化、高自动化船舶中必须配置的设备之一, 而阀门驱动器则是实现船用阀门遥控系统国产化的关键部件。针对船用阀门驱动器的研制, 分析比较了几种液压马达的结构形式、优缺点和适用场合, 结合船用特点设计了一种带制动装置的螺旋摆动液压马达作为船用阀门遥控系统中的阀门驱动装置, 并就该螺旋摆动液压马达的结构、驱动控制和主要技术进行了设计。

关键词: 船用遥控阀门; 摆动液压马达; 驱动控制

中图分类号: TH137.51; U664.84⁺2 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-7649(2007)06-0152-04 **DOI:** 10.3404/j.issn.1672-7649.2007.06.035

The design of the rotary hydraulic actuator for the telecontrol valve on the ship

ZHAO Xiao-ming, WANG Jian-ying

(The 713 Research Institute of CSIC, Zhengzhou 450015, China)

Abstract: Along with the development of the global economy and the marine, telecontrol system of valve to become one of the equipments that must install in the large, high automation ships, and the actuator of valve is the key parts of the telecontrol system of valve for a ship achieve homemade. This paper aims at the research and manufacture with an actuator of valve, compared several kind of rotary hydraulic actuator about their merit and shortcoming and the employ situation briefly, combine the characteristics of use on the ship, designed a sort of spiral hydraulic actuator with detent to use for the valve's drive in the valve control system of the ship, and discuss about the main design method of the spiral hydraulic actuator and the selection and assurance of the parameters.

Key words: telecontrol valve on the ship; rotary hydraulic actuator; drive and control

0 引言

随着全球经济一体化趋势的发展和全球21世纪海洋经济战略的形成, 海洋运输业面临的新发展机遇极大地刺激着船舶工业的发展。海洋运输船不断向大型化、高技术化、安全型和环保型的方向发展, 船舶对配套设备的要求也越来越高。无论是民船(包括液货船、散装货船、集装箱船等远洋运输船舶)还是军辅船乃至军船, 遥控阀门系统是其机舱、燃油舱、压载舱、货油(气)舱中必须配置的设备之一。各型船舶管路系统中的各种阀门越来越多地采用集中遥控的方式, 且其自动化程度在不断提高。

船用遥控阀门系统主要分为机械系统和电气控制系统两大部分。机械部分主要包括: 电磁阀箱、动力源(泵站)、阀门驱动器、阀门等。其中, 阀门驱动器为船用遥控阀门系统的关键部件之一, 是集机、电、液、检测、微电脑控制于一体的高科技、高附加值产品, 其技术含量和加工工艺要求都比较高, 目前国内还主要依赖进口。要实现船用遥控阀门系统的国产化, 首先要研究设计阀门驱动器。

阀门驱动器按驱动方式可以分为气动、电动、液动等几种, 其中摆动液压马达是液动驱动器的一种形式, 在船用阀门遥控系统中使用最为广泛。

收稿日期: 2007-01-16

作者简介: 赵晓明(1977-), 男, 工程师, 从事机械设计和开发项目管理工作。

1 船用遥控阀门摆动液压马达基本结构形式的确定

摆动液压马达又称摆动液压缸,是一种输出轴作往复摆动(不是连续回转)的液压执行元件。它最突出的优点是无需任何变速机构就可使负载直接获得往复摆动运动。

1.1 摆动液压马达主要结构形式

摆动液压马达主要有旋转叶片式、齿轮齿条式、螺旋式等 3 种结构形式。

旋转叶片式摆动液压马达的特点是其叶片从内部固定在机体上,活塞则紧固于驱动轴上;齿轮齿条式摆动液压马达是通过压力介质加载在齿条活塞上获得动力,并通过与其啮合的齿轮执行摆动运动;螺旋摆动液压马达是一种利用大螺旋升角的螺旋副实现旋转运动的液压马达。

1.2 摆动液压马达基本结构形式的确定

船用遥控阀门系统中常用的是能回转 90° 的驱动器,来带动蝶阀的开启或关闭,从而实现各种控制功能要求,以上 3 种液压马达均能满足这一基本要求。但执行机构的结构是否合理紧凑,运行是否平稳、可靠,对整个系统的性能有重要的影响。

对比以上 3 种液压马达的结构形式及功能特点可知,齿轮齿条式摆动液压马达适合于传递大扭矩,但它的外形尺寸要比叶片式摆动液压马达大得多;旋转叶片式摆动液压马达的结构紧凑,但精确控制其旋转角度较难;螺旋摆动液压马达摆动角度的精度误差 $\leq 10'$,可靠性和准确性较高。这种液压马达体积小、重量轻、结构紧凑,这些特点恰恰符合船用遥控阀门系统对阀门驱动装置体积小、输出转矩大、摆动角度的精度误差小、可靠性高和准确性高的要求。所以,确定螺旋式摆动液压马达作为船用遥控阀门系统阀门驱动装置的基本结构形式。

2 船用遥控阀门螺旋摆动液压马达的设计

2.1 主体结构设计

螺旋摆动液压马达又可分为花键活塞式、带导向杆式、非圆活塞式、双螺旋式等几种。

在诸如燃油舱、压载舱、货油(气)舱中的阀门控制系统中,对阀门的开启角度精度、反应速度,以及阀门在某一角度的保持能力有很严格的要求,螺旋摆动液压马达基本上能够达到这些要求。但由于船用系统中某些被控制介质的负载惯性比较大,单靠液压系

统本身很难克服其瞬时的影响。为了保证阀门的控制精度和系统的响应速度,除在电控装置上采取必要的手段外,还要在摆动液压马达结构设计上采取相应技术措施来解决这些影响问题。因此,针对上述问题和船用遥控阀门的应用需要,设计了一种带制动装置的双螺旋摆动液压马达,其结构如图 1 所示。

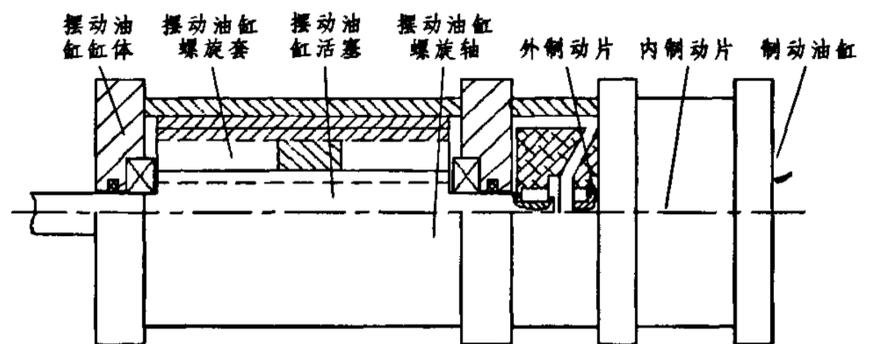


图 1 带制动装置的双螺旋摆动液压马达结构示意图

Fig. 1 The double helix type rotary hydraulic actuator with detent

图 1 中,摆动油缸螺旋套和摆动油缸螺旋轴的螺旋线方向相反,螺旋套与缸体固定在一起,当活塞沿螺旋套旋转并直线运动时,活塞内部的螺旋副使螺旋轴转动;当需要制动时,通过电磁阀换向,使摆动油缸停止供油,制动油缸开始供油,推动内外制动片贴合压紧,达到制动目的。这种摆动液压马达不仅结构紧凑,输出转矩大,而且制动方便,抗负载冲击能力强。

2.2 驱动控制系统设计

摆动液压马达作为执行单元,需要与相应的泵、阀、检测、反馈等控制器件组成的控制系统一起恰当地配合,才能形成一个实用的阀门驱动器。针对船用遥控阀门的控制需求所设计的带制动功能的摆动驱动控制系统如图 2 所示。摆动液压马达的角位移通过角位移传感器转换为电信号,然后通过 A/D 转换把角位移信号传输给软件控制系统。控制程序把测得的摆动液压马达角位移值和设定值相比较,通过一定的算法,输

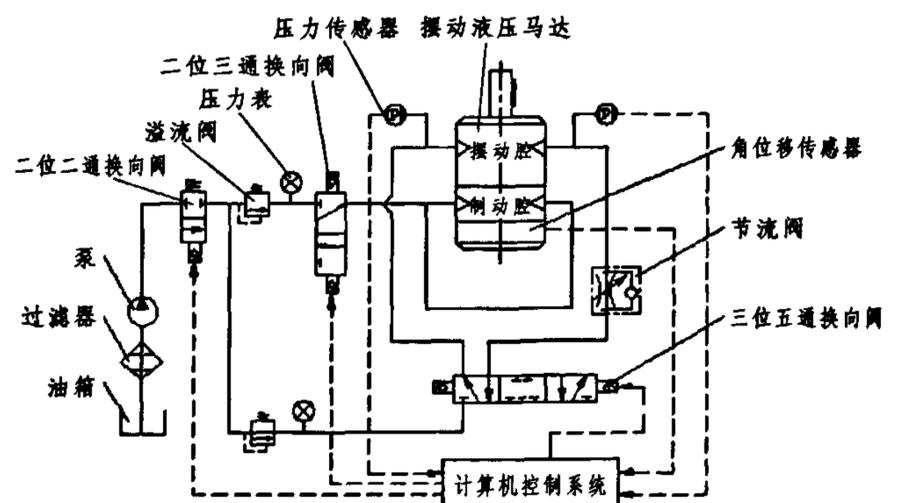


图 2 系统控制原理示意图

Fig. 2 The principium of the control system

出控制信号,控制二位三通阀动作,利用制动装置摆动液压马达制动并保持,使其可靠地定位。

2.3 螺旋摆动液压马达主要参数分析

2.3.1 工作压力和输出转矩

系统工作压力低于摆动液压马达额定工作压力时,除会减小部分输出转矩外,还会对摆动液压马达的使用产生有利的影响。当系统工作压力高于摆动液压马达额定工作压力时,可以加装减压阀,把控制系统压力降到摆动液压马达的额定工作压力即可。

负载所需转矩包括负载摩擦转矩、负载重量引起的转矩和使负载获得必要的角加速度所需的转矩 3 部分。当摆动液压马达的结构尺寸确定后,输出转矩只取决于工作压力和机械效率。

液压马达活塞实际上是 1 个螺母,作用于螺母上的液压力 P 必须克服螺旋轴对螺母正压力 N 的水平分力 F_1 、摩擦力 μN 的水平分力 F_2 ,才能推动活塞沿螺旋线方向转动或使螺旋轴转动。

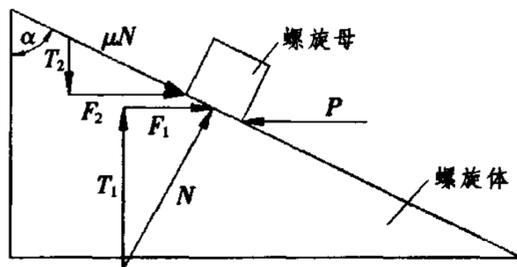


图 3 转矩计算简图

Fig. 3 The sketch of torsion calculate

根据静力平衡原理有:

$$P = F_1 + F_2 = N \cos \alpha + \mu N \sin \alpha = N(\cos \alpha + \mu \sin \alpha),$$

得:
$$N = \frac{P}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \quad (1)$$

使活塞或螺旋轴旋转的圆周力 T_1 及阻力 T_2 分别为:

$$T_1 = N \sin \alpha, \quad T_2 = \mu N \cos \alpha,$$

所以,扭力为:

$$T = T_1 - T_2 = N(\sin \alpha - \mu \cos \alpha).$$

用 d_1 表示螺旋轴的平均直径,则摆动液压马达的输出转矩:

$$M = \frac{T d_1}{2} = \frac{N(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \times d_1}{2},$$

将式(1)代入上式,则得:

$$M = \frac{P(\sin \alpha - \mu \cos \alpha)}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \times \frac{d_1}{2} = \frac{P d_1 (\tan \alpha - \mu)}{2(1 + \mu \tan \alpha)} = \frac{P d_1}{2} \tan(\alpha - \rho),$$

或:
$$M = \frac{1}{2} d_1 S P \tan(\alpha - \rho) \quad (2)$$

式中: α 为螺旋升角; ρ 为螺旋副的摩擦角; S 为活塞的有效受压面积; P 为液压马达油压。

式(2)仅考虑了螺旋副的摩擦损失,利用它计算液压马达的实际输出转矩时,还应考虑液压马达中反压的影响,以及轴承等其他机械摩擦损失的影响。

液压马达的理论输出转矩计算如下:

令式(2)中的 $\rho = 0$,即可得到液压马达的理论输出转矩为:

$$M = \frac{1}{2} d_1 S P \tan \alpha \quad (3)$$

螺旋副的机械效率 η 为液压马达的实际输出转矩与理论转矩之比,即:

$$\eta = \frac{1/2 d_1 S P \tan(\alpha - \rho)}{1/2 d_1 S P \tan \alpha} = \frac{\tan(\alpha - \rho)}{\tan \alpha} \quad (4)$$

2.3.2 角速度与理论流量

由 $L = \pi d_1 \tan \alpha$ 得:

$$Q = \frac{60 \omega}{2 \pi} \times \frac{L S}{10} = 0.955 \omega L S \quad (5)$$

式中: L 为液压马达螺纹的导程; ω 为设计输出的角速度; Q 为理论流量。

2.3.3 螺纹参数

用于传动螺旋副的类型主要有梯形、锯齿形、矩形和渐开线等几种,其中梯形最常用,所以可考虑选用梯形螺纹,其具体的设计及计算方法与一般螺纹相同,这里不再赘述。

2.3.4 摆动液压马达总效率

螺旋摆动液压马达的总效率等于液压马达的容积效率、螺旋副机械效率及液压马达轴承效率三者的乘积。螺旋副机械效率按式(4)计算,轴承效率根据轴承类型按有关手册选择,液压马达的容积效率按下式近似计算:

$$\eta_v = 1 - \frac{\pi d \delta^3}{12 Q \mu l} \Delta P \quad (6)$$

式中: d 为螺纹中径; δ 为螺纹配合间隙,一般取 0.25 ~ 0.5 mm; μ 为油液的动力黏度; l 为螺纹旋合长度; Δp 为活塞两侧的油压差。

2.3.5 内泄漏

内泄漏会造成液油从排油腔逸走,使负载速度降低,也会因其瞬时改变而引起压力的变化,造成不需要的负载加速度,甚至会使摆动液压马达产生爬行现象。内泄漏是影响负载低速平稳的决定性因素,在对电液伺服系统动态品质和负载低速平稳性都有较高要求的船用遥控阀门系统设计中,必须给予足够重视。

2.3.6 摆动液压马达活塞

摆动液压马达活塞设计首先是确定出活塞的厚度、有效受压面积、工作行程等参数,其次是根据液压马达的总体结构形式确定活塞的具体结构。活塞的有效受压面积取决于油压、螺旋升角及负载转矩。螺旋升角对摆动液压马达的外形尺寸影响很大:当摆动液压马达负载及螺纹中径一定时,选择大的螺旋升角,可以减小活塞的有效受压面积,使摆动液压马达变细,但却提高了摆动液压马达的工作行程,使摆动液压马达变长;选择小的螺旋升角,使摆动液压马达变成短粗型。

活塞一般采用2种材料组合起来。活塞主体选择具有较高强度的钢,而螺纹部分采用耐磨的铸铁或青铜。

3 结 语

随着海洋运输船不断向大型化、高技术化、安全型和环保型发展,船舶对配套设备的要求也越来越高。当今世界船用设备的技术发展正在向着自动化、集成化、模块化、数字化和智能化、大功率、小体积、长

(上接第151页)

FMEA系统结合起来。同时预期费用能很好地与设计制造成本很好地结合,从而更加客观地判断该产品设计的合理性,实现产品从设计到制造的成本控制。它在与成本费用结合、数据的处理上比RPN更具优势。

使用概率和费用能很好地与FMEA系统结合起来,能更好地共享FMEA的数据,同时能够将不确定的东西合并到概率和费用中。但是在预期费用中,如何获取准确的概率和费用是对风险排序的关键。在有些失效模式的风险中,概率是一个很难确定的参数。尤其在无数据时,概率和费用很难估计,可以采用模拟仿真的方法进行估计。但更重要的是,在舰船建造过程中,应注意相关数据信息的搜集与整理。

4 结 语

本文在对舰船建造的工艺风险分析方法及RPN风险判定准则进行研究的基础上,提出了基于预期费用的风险排序方法,并通过对轴系安装工艺进行对比分析,得出以下结论:

1) 工艺FMEA的RPN方法在对风险的排序上存有缺陷;

2) 预期费用很好解决RPN方法的不足,能够更

寿命、无污染和安全可靠的方向发展。船用阀门是船舶管路系统的重要部件,它在系统中起到了各种重要作用。为保证船舶航行的安全性,要求船舶阀门系统必须工作可靠,这就对摆动式液压马达的性能提出了很高的要求。本文在对比分析现有摆动式液压马达优缺点的基础上,设计出了一种结构紧凑、性能可靠的新型摆动式液压马达,以满足不断发展的船舶阀门系统工作需要。

参考文献:

- [1] 丁树模. 液压传动 [M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- [2] 何存兴. 液压元件 [M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- [3] 《机械设计手册》联合编写组. 机械设计手册:上册(第二分册)(2版) [M]. 北京:化学工业出版社,1985:699-700.
- [4] 李祖昌. 摆动液压马达及其选用 [J]. 液压与气动,1999(2):37.
- [5] 陈德套,张志发. 摆动马达的结构特点及应用 [J]. 液压气动与密封,1994(2):22-24.
- [6] 许海洲. 一种间隙密封叶片式摆动液压马达的泄漏控制 [J]. 机床与液压,1998(1):55.

精确地对建造工艺中失效的风险进行排序;

3) 预期费用能客观反映失效所带来的损失和风险,能很好地与设计制造成本相结合,实现产品从设计到制造的成本控制,有很强的工程实际指导意义。

参考文献:

- [1] 杨自春. 某型舰动力系统建造工艺FMEA研究 [R]. 武汉:海军工程大学,2005.
- [2] 刘正高,李福秋. 工艺FMEA技术应用研究 [J]. 质量与可靠性,2005(1).
- [3] 戴姆克雷斯勒,福特,通用汽车公司. 潜在失效模式及后果分析.(第三版) [M]. 中国汽车技术研究中心译,2002.
- [4] SAE-J1739-2002[S]. Potential Failure Mode and Effects Analysis in Design (Design FMEA) and Potential Failure Mode and Effects Analysis in Manufacturing and assembly Processes(Process FMEA) Reference Manual[S].
- [5] MIL-STD-1629-1998 A, Process of Failure Mode and Effects Analysis(FMEA) [S].
- [6] Kmenta S, Ishii K. scenario-based FMEA: A life cycle cost perspective [J]. Maryland. 2000 ASME Design Engineering Technical Conferences,2000.
- [7] Palady P. Failure Modes and Effects Analysis: Predicting & Preventing Problems Before They Occur [J]. PT Publications, West Palm Beach, FL. 1995.