

# 滚珠旋摆作动器的优化设计

曾 励<sup>1</sup> 黄民双<sup>1</sup> 刘正坝<sup>1</sup> 王晓青<sup>2</sup>

<sup>1</sup>(南京航空航天大学5系, 南京, 210016)

<sup>2</sup>(重庆大学, 重庆, 400044)

## OPTIMIZED DESIGN OF THE BALL ROTARY-OSCILLATING ACTUATOR

Zeng Li<sup>1</sup>, Huang Minshuang<sup>1</sup>, Liu Zhengxun<sup>1</sup>, Wang Xiaoqing<sup>2</sup>

<sup>1</sup>(Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016)

<sup>2</sup>(Chongqing University, Chongqing, 400044)

**摘 要** 提出了一种新型液压执行机构——滚珠螺旋液压旋摆作动器, 建立了一套伺服动态优化设计理论及分析方法。在结构上, 采用了多头大升角的滚珠螺旋副、滚珠花键副、滚珠卸荷副、活塞式液压缸等结构, 以保证作动器受力特性好、传动平稳、效率高、且输出扭矩大, 适应于低、中、高压任何压力的液压系统; 在理论上, 导出了滚珠螺旋液压旋摆作动器优化参数的设计计算公式, 分析了优化参数与系统效率、频宽之间的关系。按照该理论设计的滚珠螺旋液压旋摆作动器, 系统耗能最小、效率最高、频带最宽。

**关键词** 滚珠旋摆作动器 液压伺服系统 优化设计

**中图分类号** V 222

**Abstract** In this paper, a new type of hydraulic executor, ball spire hydraulic rotary-oscillating actuator is presented, and the dynamic optimal design theory and analysis method for the servo system of this new actuator are also built. In order to ensure good load performance, high-efficiency, stationary transmission, and large torque output, a special structure consisting of the ball spire pair of multiple thread of large ascension angle, the ball spline pair, the ball discharge pair, the piston hydraulic cylinder, etc. is used. This actuator can be used in hydraulic systems of low, intermediate or heavy pressure. The calculating formula of the optimal design parameter for actuators is introduced, and the relationship between the optimal parameter, system efficiency and frequency band is analyzed. The system will consume least energy, and own highest efficiency and widest frequency, if its actuators is designed according to the above design theory.

**Key words** ball rotary-oscillating actuator, hydraulic servo system, optimal design

### 符 号 表

$J_0$ 旋转组件总惯量	$Q_s$ 系统油泵输出流量	$Q_m$ 伺服阀空载流量
$J$ 折算惯量	$V$ 作动器油缸有效容积	$Q_L$ 负载流量
$d_0$ 螺旋副中径	$B_0$ 负载粘性系数	$\beta_c$ 油液容积模数
$\lambda$ 螺旋升角	$B_p$ 油液粘性系数	$C_p$ 作动器的总泄漏系数
$P_L$ 负载压力	$B_m$ 折算粘性系数	$K_e$ 液体弹性系数
$P_s$ 系统压力	$G_0$ 负载扭转刚度	$m$ 移动组件总质量
$G_s$ 作动器折算刚度	$K_s$ 移动组件综合刚度	$M_f$ 扰动力矩
$M_L$ 负载力矩	$A$ 作动器活塞面积	$N_s$ 能源输出功率
$D_m$ 作动器等效弧度排量	$\theta^*$ 理想流体下的转动角速度	$h$ 阀口系数
$\omega$ 系统的频宽	$\theta, \theta_n$ 转动组件的角位移	$N_{va}$ 伺服阀输出功率
$N_L$ 作动器输出功率	$\tau, \gamma$ 相角中间代换变量	$\varphi$ 摆动角的相位角
$\Psi$ 负载相位角	$\Psi_m$ 负载最大相位角	$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 中间变量

### 1 滚珠旋摆作动器的结构

滚珠旋摆作动器是将直线运动转换为旋转摆

动的液压-机械复合传动机构, 其结构原理见图1所示。它由滚珠螺旋副、滚珠花键副、滚珠卸荷副、螺旋套、导向套、传动轴、以及液压油缸组件等组成。滚珠旋摆作动器有以下结构特点:

- (1) 采用滚珠螺旋副将活塞及传动轴的直线运动转换为螺旋套的旋转摆动;
- (2) 采用滚珠花键副为传动轴导向, 平衡负载力矩, 以防传动轴转动;
- (3) 采用滚珠卸荷副使作动器轴向力封闭卸荷, 保证滚珠旋摆作动器有良好的受力特性;
- (4) 采用多头滚道、大螺旋升角的螺旋机构,

增大作动器的承载能力;

(5) 回珠方式采用同圆柱面回珠结构, 减小作动器的径向尺寸, 以适应飞机的机翼内特殊空间要求;

(6) 液压缸动密封均采用聚四氟乙烯 (PTFE) 滑环组合密封结构, 以提高油缸的传动效率和工作稳定性。

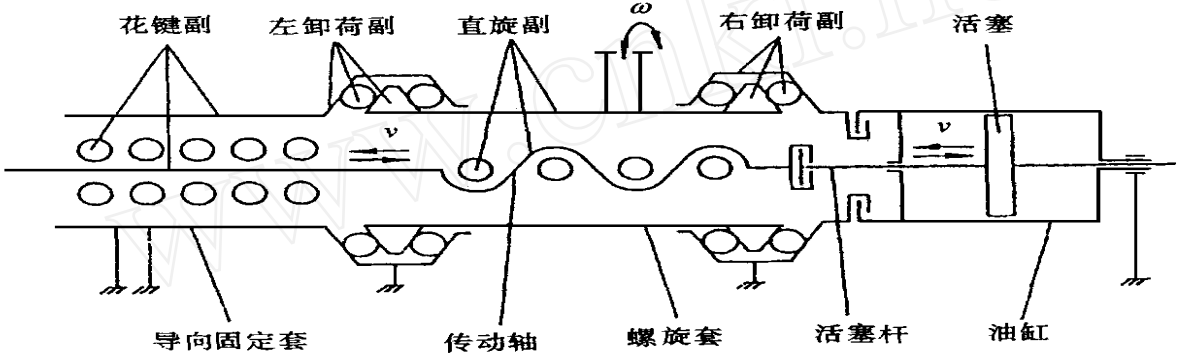


图1 滚珠旋摆作动器原理图

## 2 滚珠旋摆作动器的参数优化

由于滚珠旋摆作动器在航空领域中应用时, 通常作为电液伺服控制系统的执行机构驱动作摆运动的襟翼、尾翼等等。从电液伺服控制系统的功能来看, 执行机构不仅需要拖动总负载工作, 而且要保证给定的速度, 此2参数都要由液压源来提供。因此对滚珠旋摆作动器, 存在一个作动器负载力矩、负载转速与伺服阀流量、压力的匹配问题。

设滚珠旋摆作动器电液伺服系统的输出功率

$$N_s = P_s Q_s \quad (1)$$

若以耗能最小为指标设计作动器参数, 就应在满足负载需要的前提下  $N_s$  为最小。如果忽略系统流量损失, 以耗能最小为指标的优化问题即归结为寻找满足负载需要的最小伺服阀空载流量  $Q_m$ 。从几何意义上说就是寻找与作动器负载轨迹线相切, 并包容负载轨迹线的一条伺服阀空载流量特性曲线, 见图2所示。相切点即为作动器负载功率最大点。在作动器无泄漏且液压油不可压缩的情况下, 其负载轨迹线为

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta}^* &= C \cos(\tau - \gamma) + \frac{1}{K_e} M_f + \frac{C_p}{D_m^2} M_f \\ M_L &= M_0 \sin \tau + M_f \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中:

$$\tau = \omega + \Psi, \quad \gamma = \Psi - \phi \quad (3)$$

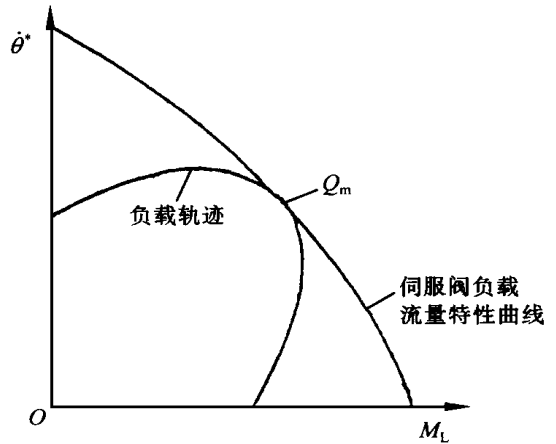


图2 负载轨迹及负载流量特性曲线

$$\left. \begin{aligned} C &= Q_m \sqrt{(a_2 - a_0 \omega^2)^2 \omega^2 + (a_1 \omega^2 - a_3)^2} \\ \varphi &= \arctan \frac{a_1 \omega^2 - a_3}{(a_2 - a_0 \omega^2) \omega} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} M_0 &= \Psi_m \sqrt{(G_s - J \omega^2)^2 + (B_m \omega)^2} \\ \Psi &= \arctan \left[ \frac{B_m \omega}{G_s - J \omega^2} \right] \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= J / K_e \\ a_1 &= B_m / K_e + J C_p / D_m^2 \\ a_2 &= I + G_s / K_e + B_m C_p / D_m^2 \\ a_3 &= G_s C_p / D_m^2 \\ K_e &= 4 \beta D_m / V \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} J &= [(d_0 \tan \lambda) / 2]^2 m + J_0 \\ B_m &= [(d_0 \tan \lambda) / 2]^2 B_p + B_0 \\ G_s &= [(d_0 \tan \lambda) / 2]^2 K_s + G_0 \\ D_m &= (A d_0 \tan \lambda) / 2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式(2)表示的负载轨迹方程是偏离原点的一族斜椭圆,其偏离位置与  $M_f$  有关。椭圆的长、短轴及它们与横轴的夹角均是  $C, M_0, \phi, \psi$  的函数。

由负载轨迹方程式(2)得负载功率函数

$$N_L = M_L \dot{\theta}^* \quad (8)$$

将上式求  $dN_L/d\dot{\theta}^* = 0$  得

$$\tau = \frac{\pi}{4}(2n + 1) + \frac{\gamma}{2} \quad (9)$$

当  $n = 0$  时,  $\tau = \pi/4 + \gamma/2$ , 此时负载功率为最大。

能源输出最小功率点亦伺服阀空载最大流量输出点。伺服阀的输出功率为

$$N_{va}(N_s) = \dot{\theta}^* M_L = \frac{h}{D_m \sqrt{D_m}} M_L \sqrt{M_s - M_L} \quad (10)$$

对式(10)求导并令其为零得能源输出最小功率的负载力矩

$$M_L = \frac{2}{3} M_s = \frac{2}{3} P_L D_m \quad (11)$$

根据前述的优化原理, 伺服阀的负载流量特性曲线应该相切并包容作动器的负载轨迹曲线, 而且在切点处负载功率最大并等于系统(伺服阀)输出的最小功率。

将  $\tau = \pi/4 + \gamma/2$  代入式(2)第 2 式得

$$M_L = M_0 \sin \left[ \frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right] + M_f \quad (12)$$

由式(11)、式(12)得滚珠旋摆作动器优化后的等效弧度排量

$$D_m = \frac{15 \times [M_0 \sin \left( \frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + M_f]}{P_L} \quad (13)$$

由于  $M_f$  与时间  $t$  无关, 而且  $(C_p/D_m^2) M_f \ll \cos(\tau - \gamma)$ , 所以伺服阀空载最大流量为

$$Q_m = M_L D_m \sqrt{3 D_m C} \sin \left[ \frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right] \quad (14)$$

式(13)、式(14)就是滚珠旋摆作动器参数优化设计计算式。式中:  $\gamma$  角包含有待求解的作动器排量  $D_m$ , 需求解 4 次方程才能得到  $D_m$ , 求得  $D_m$  后即可由式(7)中最后一式求得作动器油缸的活塞有效面积。

### 3 作动器优化参数与系统效率、频宽的关系

按照前述优化设计理论设计出的作动器, 不仅耗能最小、效率最高, 而且系统还具有最宽的频带响应。系统的效率可以从以下式子来说明。

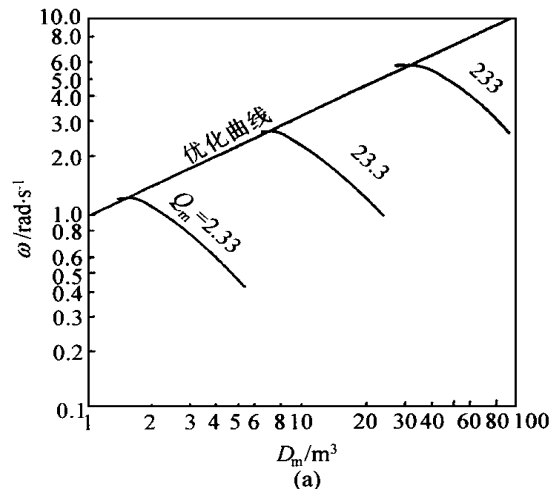
$$\eta = \frac{N_L}{N_s} = \frac{M_L \dot{\theta}}{P Q_s} \quad (15)$$

式中: 由于分子是确定的函数, 由负载决定, 故  $N_s$  最小亦效率最高, 当  $P_s$  不变时  $Q_s$  最小亦效率最高。

系统的频宽是指作动器能输出最大振幅值  $Q_m$  的频率最大值, 作动器的频宽是系统频宽的极限值, 其值  $\omega$  与参数  $D_m, Q_m$  有关, 这 3 个参数之间的最佳匹配构成的函数称之为优化曲线。图 3 是负载只有惯性负载且忽略泄漏时作动器的优化曲线。

由图 3(a) 可看出, 当  $Q_m$  确定时, 随着  $D_m$  的变化频宽将有一极大值, 它在优化曲线上, 而且在满足负载需要的前提下, 减小  $D_m$  将使频宽增加(因为频率最高点与  $D_m$  的最小值很近)。当然, 如果  $D_m$  小于最小值, 将会因液压力不足而使  $Q_m$  衰减。由图 3(b) 又可看出当  $Q_m$  确定后,  $Q_m$  与  $\omega$  的函数曲线在优化曲线下, 只有其频率的最大值在优化曲线上。频宽  $\omega$  随  $Q_m$  的增加而增加, 这是因为有足够的流量使作动器的活塞增加速度, 但当  $Q_m$  增加到一定值以后频宽将不再增加, 因为此时液压力将由于  $D_m$  的固定而受到限制, 因而无法产生更大的加速度。

由以上分析可知, 以耗能最小为指标设计的滚珠旋摆作动器系统效率最高、频带最宽。



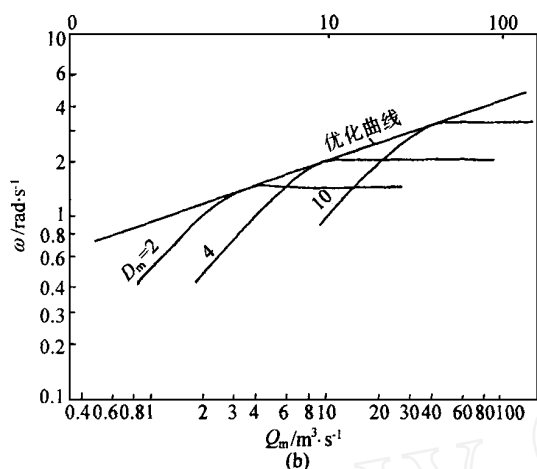


图3 作动器的优化曲线

## 4 结论

提出了一种用于航空领域的新型滚珠旋摆作动器,并建立了它的设计分析理论。按该设计理论设计出的滚珠旋摆作动器具有受力特性好、传动平稳且效率高、单位重量输出的力矩大,以及系统效率最高、耗能最小、频带最宽等一般作动器所没有的优点。其设计步骤如下:

(1) 首先根据最大负载由强度条件确定作动器螺旋滚道的头数;

(2) 由系统压力、负载工况以及摆动范围确定作动器的螺旋升角 $\lambda$ 。为了使螺旋机构起到力(距)的放大作用,螺旋升角应大于 $45^\circ$ ;即: $\lambda > 45^\circ$ ;

(3) 联解式(3)~式(7)等,求出 $\gamma$ 与油缸活塞有效面积 $A$ 之间的关系,即: $\gamma = f(A)$ ;

(4) 将 $\gamma = f(A)$ 与式(13)、式(14)联解即可求得作动器油缸活塞有效面积 $A$ 以及伺服阀空载流量 $Q_{m0}$ 。

此外,滚珠旋摆作动器还可作为液压领域的执行元件——液压摆动马达来使用,其效率比现

有的任何液压摆动马达都高,而且同一马达可适应于任何压力的系统,即可设计出低压大力矩的液压摆动马达。

## 参考文献

- 1 曾励,张剑芳. 新型摆动液压马达的研究. 现代机械, 1993(3): 19~22
- 2 曾励,李以农. 新型大力矩液压摆动马达的伺服优化设计理论. 重庆交通学院学报, 1995(2): 103~111
- 3 Zeng Li, Fang Weining, Liang Xichang. The study of a new type of rotary actuator. In: Chen Zhaoneng ed. Proceedings of the Second International Symposium on Fluid Power Transmission and Control. Shanghai: Shanghai Scientific and Technological Literature Publishing House, 1995. 64~67
- 4 Zeng Li, Yang Tanmyi, Shao Ming. Optimum design of hydraulic servo motor for lowest energy consumption. In: Chen Zhaoneng ed. Proceedings of the Second International Symposium on Fluid Power Transmission and Control. Shanghai: Shanghai Scientific and Technological Literature Publishing House, 1995. 68~72



曾励 男, 1963年4月生, 南京航空航天大学机电学院博士后, 副教授。研究方向为流体传动与控制、机械传动、磁悬浮轴承。已发表论文40余篇。

黄民双 (见本期第140页简介)



刘正坝 男, 1937年10月生, 南京航空航天大学机电学院教授, 博士生导师。主要研究方向机械特种加工技术, 主要成果有:“电解加工自适应控制系统”等, 两项科研成果获部省级科技进步奖, 专著二本, 学术论文50余篇。



王晓青 女, 1974年9月生, 重庆大学资源与环境工程学院硕士研究生, 已发表论文5篇。