

多作用双定子力偶液压马达转矩脉动分析*

闻德生 高俊峰 周瑞彬 刘忠迅 刘巧燕 杨小勇

(燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 提出了力偶液压马达,在阐述多作用双定子力偶液压马达工作原理的基础上,探讨了多作用双定子力偶液压马达的理论转矩,深入分析了多作用双定子力偶液压马达的脉动特性及滚柱连杆数对其的影响,得出滚柱连杆数与转矩脉动之间的数学关系,滚柱连杆数小于等于8时,滚柱连杆数为偶数的液压马达产生的转矩脉动程度优于滚柱连杆数为奇数时的脉动程度;而滚柱连杆数大于等于9时,滚柱连杆数为奇数的液压马达产生的转矩脉动程度优于滚柱连杆数为偶数时的脉动程度。

关键词: 力偶液压马达 双定子 多作用 差动连接 转矩脉动

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0319-07

引言

现阶段广泛应用的液压马达普遍是力矩马达,主要是依靠高压油液区域产生的液压力对转子中心力矩的不平衡使转子产生转矩而工作。液压马达设计时为了解决液压马达的不平衡力势必增加零件的抗弯强度,致使零件结构尺寸增大,最终导致液压元件体积大、质量大、其比功率小,影响液压传动的应用范围^[1-2]。此外,由于液压传动逐步向高压化发展,液压马达的径向受力不平衡造成液压马达轴承受到的径向力非常大,致使轴承的实际使用寿命下降^[3-5],从而导致液压马达的实际使用寿命也随之下降,限制了液压元件的发展,为此,众多研究者对转子径向力不平衡问题进行了深入研究^[6-7]。近年来,大扭矩液压马达成为液压技术发展的趋势之一^[8-12]。

目前国内外对液压传动系统及元件的研究大多集中在对已有液压系统及元件的改善和优化^[13-15],在已有的原理基础上加以改进^[16-18],但是这种局部改进的方式无法解决现有元件及系统存在的根本问题。因此,本文在双定子马达的基础上^[19-20],提出多作用双定子力偶液压马达。

1 力偶液压马达的定义

对于作用数为偶数的多作用双定子力偶液压马达,内、外马达单独工作、同时工作和差动工作时,由于多作用力偶液压马达为中心对称结构,在某个直

径上所受的径向力大小相等,方向相反。不考虑其他损失,多作用力偶液压马达受到的径向力为零。

在吸油区,由于滚柱连杆伸出长度不同,高压油液对于滚柱连杆的受力也不同,图1为外马达单独工作,高压油液对滚柱连杆的作用力。从图中可知,油液对于滚柱连杆的作用力的方向为垂直于直径,作用于转子上就形成一对大小相等,方向相反且不作用于同一条直线上的平行力,即形成力偶。通过这些力偶的作用,转子产生顺时针转动,产生转矩和转速。同理,内马达单独工作,内、外马达同时工作和差动工作时,也是由于力偶的作用使之旋转。

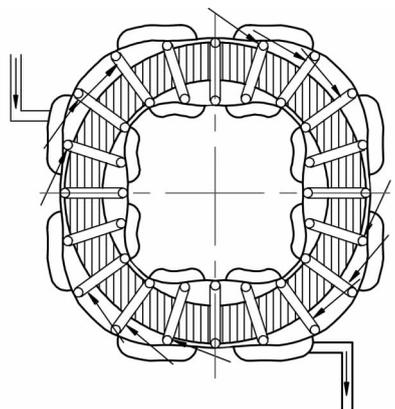


图1 作用数为偶数的液压马达滚柱连杆受力图

Fig.1 Force diagram of roller rod in hydraulic motor when its acting number is even

作用数为奇数的的液压马达工作时,虽然在直径方向上不会产生力偶,但由于多作用马达为中心

对称结构,其转子所受的主矢为零,这些力向转子中心简化,只得到一个力偶。力偶矩使得液压马达产生转矩与转速。

通过以上叙述,液压马达工作时,在垂直于转子轴向方向的任意平面内,转子受到的合力为零,但合力矩不为零,形成力偶,此力偶使液压马达产生转矩和转速,这种液压马达称其为力偶液压马达。

2 力偶液压马达的瞬时转矩

液压马达的瞬时流量为

$$Q_{sh} = \frac{dV}{dt}$$

$$\text{且 } v_i = \frac{dp_i}{dt} = \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_i \frac{d\varphi}{dt} = \omega \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_i$$

外马达单独工作,其瞬时流量为

$$Q_{sh1} = \frac{B}{2} \omega N (R_w^2 - r_w^2) - NsB\omega \sum_{i=1}^m \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_i \quad (1)$$

$$\text{其中 } \omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

式中 ω ——转子的角速度,rad/s

B ——定子环的有效宽度,mm

N ——力偶液压马达的作用数

s ——滚柱连杆的厚度,mm

m ——在压油腔过渡曲线上滚柱连杆的个数

R_w ——外定子曲线的长轴半径,mm

r_w ——外定子曲线的短轴半径,mm

内马达单独工作,其瞬时流量为

$$Q_{sh2} = \frac{B}{2} \omega N (R_n^2 - r_n^2) - NsB\omega \sum_{i=1}^m \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_i \quad (2)$$

式中 R_n ——外定子曲线的长轴半径,mm

r_n ——外定子曲线的短轴半径,mm

即使力偶液压马达的进出口压力差保持一定,工作容积的瞬时变化也不是完全均匀的,因此输出的转矩也是变化的,瞬时转矩 T_{sh} 可表示为

$$T_{sh} = \frac{\Delta p Q_{sh}}{\omega} \quad (3)$$

式中 Δp ——进出口的压力差,MPa

故其瞬时转矩 T_{sh} 在不同工作情况下的表达式为

$$T_{sh} =$$

$$\begin{cases} \frac{B}{2} \Delta p N (R_w^2 - r_w^2) - NsB\Delta p \sum_{i=1}^m \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_i & (\text{外马达单独工作}) \\ \frac{B}{2} \Delta p N (R_n^2 - r_n^2) - NsB\Delta p \sum_{i=1}^m \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_i & (\text{内马达单独工作}) \end{cases}$$

(4)

无论液压马达在哪种情况下工作,都是由多个

外(内)马达串联工作的,其单个马达初始相位角度的不同,会对液压马达的输出转矩有影响。当外马达和内马达同时工作或者差动工作时,内马达和外马达不仅存在初始相位角度的不同,而且存在管道安装而产生的滞后角度。

3 液压马达输出转矩特性及脉动分析

由式(4)可知,马达输出转矩的波动性与在过渡曲线上的滚柱连杆的速度之和及一个周期内滚柱连杆个数的奇偶性有关。

3.1 单个内(外)力偶液压马达的输出转矩脉动

首先分析单个外马达(内马达)的输出脉动情况。假设在一个作用周期内滚柱连杆的个数 z_1 为奇数,过渡曲线的范围角 $\alpha \leq \frac{\theta}{2} - \beta$,其中, β 为相邻2个滚柱连杆的夹角。

随着转子转动,在过渡曲线上的滚柱连杆个数是变化的。 φ_0 为过渡曲线上第一个滚柱连杆与极坐标起始线的夹角,且 $\varphi_0 \leq \beta$,则在过渡曲线上的滚柱连杆与起始线的角度,依次为

$$\varphi_1 = \varphi_0$$

$$\varphi_2 = \varphi_0 + \beta$$

$$\varphi_3 = \varphi_0 + 2\beta$$

⋮

$$\varphi_i = \varphi_0 + (i-1)\beta$$

$$\text{则 } \sum v_i = \sum v(\varphi_i) = \sum v[\varphi_0 + (i-1)\beta]$$

当 $\varphi_0 \in \left[0, \frac{\beta}{2} \right]$ 时,在过渡曲线上的滚柱连杆组的个数 $m_1 = \frac{z_1 - 1}{2}$ 。

当 $\varphi_0 \in \left(\frac{\beta}{2}, \beta \right]$ 时,在过渡曲线上的滚柱连杆组的个数 $m_2 = \frac{z_1 - 3}{2}$ 。

由于滚柱连杆个数的变化周期为 β ,可以得到其过渡曲线上所有滚柱连杆的径向速度之和的变化规律。即

$$\sum v_i =$$

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{m_1} v(\varphi_i) = \sum_{i=1}^{m_1} v[\varphi_0 + (i-1)\beta] & \left(\varphi_0 \in \left[0, \frac{\beta}{2} \right] \right) \\ \sum_{i=1}^{m_2} v(\varphi_i) = \sum_{i=1}^{m_2} v[\varphi_0 + (i-1)\beta] & \left(\varphi_0 \in \left(\frac{\beta}{2}, \beta \right] \right) \end{cases}$$

(5)

通过上述分析,将设计参数代入式(4),可得出单独的一个外(内)马达工作时,液压马达输出转矩

曲线如图 2 所示。

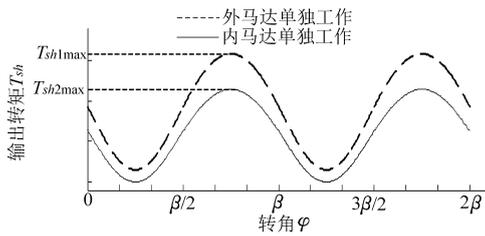


图 2 奇数时瞬时转矩输出曲线

Fig. 2 Curve of instantaneous torque when number of roller rod is odd

由图 2 可知,当 $\varphi = \beta/4$ 时,输出转矩最小,当 $\varphi = 3\beta/4$ 时,输出转矩最大,其脉动曲线在 $[0, \beta/2]$ 输出转矩曲线的振幅大于 $[\beta/2, \beta]$ 输出转矩曲线的振幅。

同理,滚柱连杆的个数 z_1 为偶数时,在过渡曲线上的滚柱连杆的个数总是保持不变。即 z_1 个滚柱连杆在过渡曲线上的滚柱连杆的个数 $m = \frac{z_1}{2} - 1$ 。径向速度和为

$$\sum v_i = \sum_{i=1}^m v(\varphi_i) = \sum_{i=1}^m v[\varphi_0 + (i-1)\beta] \quad (6)$$

则单独的一个外(内)马达工作时,液压马达输出转矩曲线如图 3 所示。

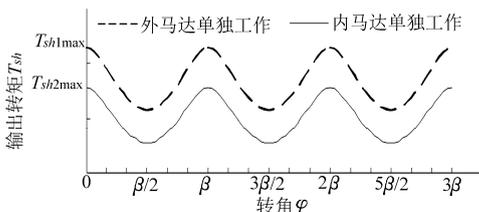


图 3 偶数时瞬时转矩输出曲线

Fig. 3 Curve of instantaneous torque when number of roller rod is even

由图 3 可知,当 $\varphi = 0$ 时,输出转矩最大,当 $\varphi = \beta/2$ 时,输出转矩最小。

3.2 多个内(外)马达同时工作的转矩特性

多作用力偶液压马达可以形成多个内(外)马达,而且所有内马达或者外马达共用一个进出油口,每个相互独立的马达在工作时其转矩的脉动曲线都如上图所示,脉动的最大值与最小值相差半个周期,且力偶液压马达的输出转矩相互影响,当每个外马达或者内马达的起始相位角不同时,多作用力偶液压马达总的输出转矩脉动也不同。

为了使多作用力偶液压马达在工作时输出转矩的脉动小,可以令初始相位角相差半个周期的奇数倍,使得 2 个扭矩叠加的振幅最小, $\gamma_1 = A_1\beta/2$, $A_1 = \pm 1, \pm 3, \pm 5, \dots$ 。取初始相位角差值最小值 $\gamma_1 = \beta/2$,以作用数为 2 的力偶液压马达为例,总的输出

扭矩曲线如图 4 和图 5 所示。

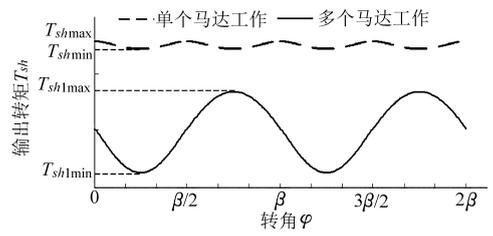


图 4 奇数时合瞬时转矩输出曲线

Fig. 4 Curve of resultant instantaneous torque when number of roller rod is odd

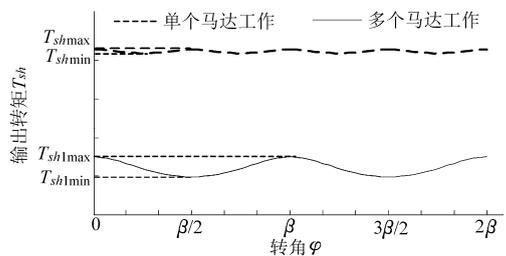


图 5 偶数时合瞬时转矩输出曲线

Fig. 5 Curve of resultant instantaneous torque when number of roller rod is even

由图 4 和 5 可知,当 2 个相互独立的马达同时工作时,其初始相位角相差半个周期,其输出的合转矩的脉动小,周期为原来周期的一半。在一个作用周期内滚柱连杆个数为偶数时的转矩脉动小于滚柱连杆个数为奇数时的转矩脉动。

多作用力偶液压马达的作用数为 N ,工作时,对于外马达或者内马达有 N 个转矩脉动的叠加。由波的叠加原理得出,多作用力偶液压马达的作用数为偶数的输出转矩脉动小于作用数为奇数的输出转矩脉动。

3.3 多作用力偶液压马达差动工作的转矩脉动

多作用力偶液压马达在差动工作过程中,外马达定子曲线向转子槽内让出的体积恰好等于内马达的相应的滚柱连杆伸出的体积,即 $\sum_{i=1}^m \left(\frac{dV}{d\varphi} \right)_i$ 这一项相互抵消,即整个马达在 dt 时间,排出油液的体积 dV 为

$$dV = \frac{B}{2} [(R_w^2 - r_w^2) - (R_n^2 - r_n^2)] d\varphi \quad (7)$$

则差动工作的瞬时流量、瞬时转矩为

$$Q_{sh} = \frac{B}{2} \omega [(R_w^2 - r_w^2) - (R_n^2 - r_n^2)] \quad (8)$$

$$T_{sh} = \Delta p \frac{B}{2} N [(R_w^2 - r_w^2) - (R_n^2 - r_n^2)] \quad (9)$$

式(8)和(9)中各参数均为常数,可知在差动工作时的输出转矩是平稳的,没有波动性。

但是由于管路安装等因素,内、外马达同时工作时,内马达或者外马达输出的转矩不一定同时达到

最大值或最小值。内马达输出转矩与外马达输出转矩相比存在一个滞后角 $\Delta\varphi$, 滞后角的取值不同时, 多作用力偶液压马达的输出合转矩的脉动也不相同。为使液压马达的输出合转矩平稳, 需要对滞后角 $\Delta\varphi$ 进行分析。由图 4、5 可知, 多作用力偶液压马达在 $\varphi = \beta/4$ 时, 输出转矩最小, 当 $\varphi = 0$ 时, 输出转矩最大。

因此, 内、外马达同时工作时, 当 $\Delta\varphi = \pm \frac{A_3\pi}{2z}$ (z 是滚柱连杆数), $A_3 = 1, 3, 5, \dots$, 液压马达在同一角度, 外马达输出转矩最大(小)而内马达输出转矩却最小(大), 由叠加原理可知, 此时多作用力偶液压马达输出合转矩的脉动最小; 当 $\Delta\varphi = \pm \frac{A_4\pi}{z}$, $A_4 = 0, 1, 2, 3, \dots$, 液压马达在同一角度, 内、外马达输出转矩同时达到最大或者最小值, 此时多作用力偶液压马达的输出合转矩脉动最大。

以四作用力偶液压马达为例, 把设计参数代入式(4), 可得出其合瞬时转矩曲线, 如图 6 所示。

通过分析图 6, 四作用力偶液压马达的输出合转矩在 $\varphi = \beta/4$ 时最小, 在 $\varphi = 0$ 时最大。

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_{T1} &= \frac{2\pi s \left[\left(\sum \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)_i \right)_{\max} - \left(\sum \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)_i \right)_{\min} \right]}{\pi(R_w^2 - r_w^2) - s(R_w - r_w)z} \times 100\% && \text{(外马达单独工作)} \\ \delta_{T2} &= \frac{2\pi s \left[\left(\sum \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)_i \right)_{\max} - \left(\sum \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)_i \right)_{\min} \right]}{\pi(R_n^2 - r_n^2) - s(R_n - r_n)z} \times 100\% && \text{(内马达单独工作)} \\ \delta_{T3} &= \frac{2\pi s \left[\left(\sum \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)_i \right)_{\max} - \left(\sum \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)_i \right)_{\min} \right]}{\pi[(R_w^2 - r_w^2) + (R_n^2 - r_n^2)] - s[(R_w - r_w) + (R_n - r_n)]z} \times 100\% && \text{(联合工作脉动最小时)} \end{aligned} \right.$$

由力偶液压马达的转矩不均匀系数公式可知, 转矩不均匀系数在外形尺寸不变的情况下, 与滚柱连杆在过渡曲线上的个数有关, 即与在过渡曲线上所有滚柱连杆的径向速度和的最大值与最小值的差值相关。利用 Matlab 软件分析滚柱连杆个数不同的转矩脉动。

滚柱连杆个数为奇数与偶数时其脉动系数分别如表 1 和 2 所示。

表 1 不同奇数滚柱连杆时的转矩不均匀系数 δ_T

Tab.1 Nonuniform coefficients of torque when the number of roller rod is odd and different %

不均匀系数	z_1			
	5	7	9	11
δ_{T1}	15.84	2.30	0.64	0.24
δ_{T2}	26.81	4.00	1.13	0.45
δ_{T3}	9.99	1.46	0.41	0.16

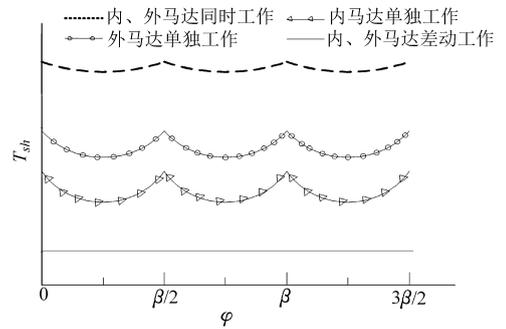


图 6 四作用力偶液压马达 4 种工况下转矩脉动
Fig.6 Torque pulsation of quadruple-acting couple hydraulic motor under 4 kinds of operating mode

4 输出脉动与滚柱连杆个数的关系

通过第 3 节分析可知, 液压马达的输出脉动还与滚柱连杆的个数有关, 利用输出转矩的不均匀系数 δ 来描述液压马达的输出脉动。

由脉动不均匀系数

$$\delta_T = \frac{T_{sh\max} - T_{sh\min}}{T_i} \times 100\%$$

可得液压马达在不同工况时的转矩不均匀系数和转速脉动系数为

表 2 不同偶数滚柱连杆时的转矩不均匀系数 δ_T

Tab.2 Nonuniform coefficients of torque when the number of roller rod is even and different %

不均匀系数	z_1			
	4	6	8	10
δ_{T1}	23.78	3.86	1.58	0.75
δ_{T2}	39.58	6.57	2.76	1.36
δ_{T3}	6.25	2.43	1.00	0.43

分析奇数和偶数的转矩不均匀系数的数据, 可得其曲线如图 7 所示, 因为滚柱连杆的个数为正整数, 所以其曲线是不连续的。

由表 1、2 和图 7 可知, 力偶液压马达的转矩脉动程度是随着滚柱连杆个数的增加而减少的, 个数越多, 其变化越平缓, 当滚柱连杆个数 z_1 小于等于 8 时, 偶数的滚柱连杆的液压马达的脉动程度好于奇数滚柱连杆的液压马达脉动程度, 滚柱连杆个数 z_1

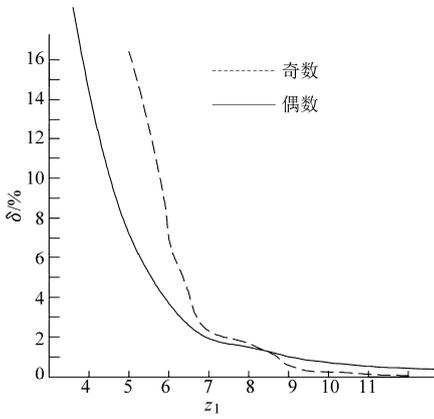


图 7 力偶液压马达的不均匀系数

Fig. 7 Nonuniform coefficients of the couple hydraulic motor

大于等于 9 时,奇数滚柱连杆的液压马达脉动程度好于其个数为偶数的马达。

在选取滚柱连杆个数时,应综合考虑工作要求、工艺条件、加工方便性、转子材料性能和经济性等一系列因素,选取适合的滚柱连杆个数。

5 实验样机及系统

该多作用力偶液压马达试验样机已成功制出,其作用数为四作用。图 8 为四作用力偶液压马达实验系统图,图 9 是该系统的换向阀部分。

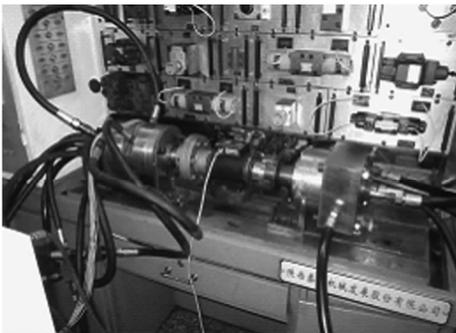


图 8 多作用双定子力偶液压马达原理实验

Fig. 8 Principle experiment of multi-acting double-stators couple hydraulic motor

针对多作用力偶液压马达的特点做了原理性试验,通过调节电磁换向阀的换向,实现了该马达内(外)单独工作,内外同时工作及内外差动连接,测得对应工作压力下 4 种工况的输出转矩,如表 3 所示。机械效率曲线如图 10 所示。可以看出,液压马达的机械效率随工作压力的升高不断升高,且工作压力超过 5MPa 之后,机械效率相比于之前显著提升。实验验证了多作用双定子力偶液压马达工作原理及结构上的可行性。

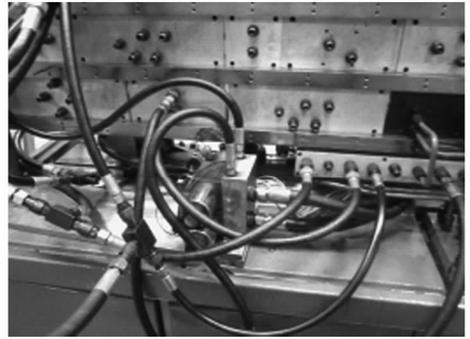


图 9 实验系统换向阀组

Fig. 9 Group of directional valve in experiment system

表 3 不同工况下转矩测试实验结果

Tab. 3 Results of torque test on different conditions

工况	工作压力/MPa					
	1.0	2.2	3.1	4.2	5.1	6.1
外马达单独工作	6.1	15.0	24.3	34.8	43.8	61.3
内马达单独工作	2.2	5.5	8.9	12.7	16.1	22.4
同时工作	8.7	21.3	34.0	48.9	61.9	84.9
差动工作	3.8	9.6	15.5	22.9	27.6	39.1

N·m

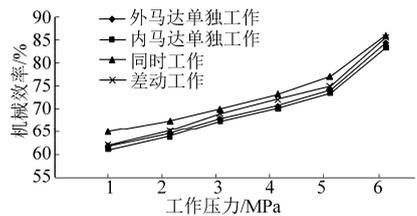


图 10 液压马达机械效率曲线

Fig. 10 Mechanical efficiency curve of hydraulic motor

6 结论

(1)通过对马达转子的受力分析,提出了力偶液压马达的概念,并对其进行了解释。此类型双定子液压马达可以实现多种不同转矩的输出,并且能实现差动输出。

(2)根据不同工况,通过力偶液压马达的瞬时排量进一步对其转矩进行分析,得到多作用双定子力偶液压马达理论转矩的一般规律。

(3)分析了各工况下的输出脉动,得到脉动曲线图,并且得出滚柱连杆数与输出脉动的关系,得出在滚柱连杆数小于等于 8 时,滚柱连杆数为偶数的力偶液压马达转矩脉动优于滚柱连杆数为奇数的液压马达;而滚柱连杆数大于等于 9 时,滚柱连杆数为奇数的力偶液压马达转矩脉动优于滚柱连杆数为偶数的液压马达。

参 考 文 献

- 1 闻德生. 双定子力偶泵: 中国, 021444072[P]. 2002-09-25.
Wen Desheng. Double-stators couple hydraulic pump: China, 021222072[P]. 2002-09-25. (in Chinese)
- 2 Arkadiy Ivanyushin, Yevhenia Kolesnik, Andrey Rudenko, et al. On the issue of development of replacement hydraulic parts for oil-trunk pipeline pumps[J]. Procedia Engineering, 2012, 39: 63-67.
- 3 杨帆. 对称式双外啮合齿轮泵的研究[J]. 制造技术与机床, 2008(9): 145-147.
Yang Fan. Study on symmetric double external meshing gear pump [J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2008(9): 145-147. (in Chinese)
- 4 尹瑞峰, 雷秀, 刘海柱. 单作用叶片泵转子的径向力分析与计算[J]. 流体传动与控制, 2008(1): 26-28.
Yin Ruifeng, Lei Xiu, Liu Haizhu. Analysis and calculation on radial force of the rotor in a single-action vane pump [J]. Fluid Power Transmission and Control, 2008(1): 26-28. (in Chinese)
- 5 王显彬. 平面式并联齿轮泵的结构和性能分析[J]. 机电产品开发与创新, 2010, 23(5): 64-65.
Wang Xianbin. Study on structure and characteristics of parallel gear pump in plane [J]. Development and Innovation of Machinery and Electrical Products, 2010, 23(5): 64-65. (in Chinese)
- 6 尹瑞峰, 雷秀, 刘海柱. 单作用叶片泵转子的径向力分析[J]. 机械制造与自动化, 2008(2): 61-65.
- 7 张立升. 球塞式内曲线液压马达失效分析与径向力不平衡问题[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2011.
Zhang Lisheng. Analysis of failure of ball plug type inner curve hydraulic motor and the radial unbalanced force [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2011. (in Chinese)
- 8 高志伟. 大扭矩液压马达的发展[J]. 科技资讯, 2006(27): 33-34.
Gao Zhiwei. Development of the high torque hydraulic motor [J]. Science and Technology Information, 2006(27): 33-34. (in Chinese)
- 9 洋健. 数字配流与调速式低速大扭矩液压马达及其特性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
Pan Jian. Research on characteristics of low-speed-high-torque hydraulic motor with digital distribution and speed adjusting mechanism [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- 10 赵连春, 杨球来, 许贤良. 一种新型大扭矩液压齿轮马达的基础理论研究[J]. 矿山机械, 2004(5): 49-50.
Zhao Lianchun, Yang Qiulai, Xu Xianliang. Fundamental theory research of a new type high torque hydraulic gear motor [J]. Mining and Processing Equipment, 2004(5): 49-50. (in Chinese)
- 11 张军, 许贤良, 章晓飞. 低速大扭矩 I 型复合齿轮转子马达的机理研究[J]. 农业机械学报, 2004, 35(2): 44-47.
Zhang Jun, Xu Xianliang, Zhang Xiaofei. Theoretical study on the first kind of compound gear rotator motor with low speed and high torque [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(2): 44-47. (in Chinese)
- 12 高殿荣, 王志强, 温茂森, 等. 径向低速大扭矩水液压马达定子曲线分析[J]. 燕山大学学报, 2011, 35(6): 493-500.
Gao Dianrong, Wang Zhiqiang, Wen Maosen, et al. Analysis of stator curve of low speed high torque water hydraulic motor with radial piston [J]. Journal of Yanshan University, 2011, 35(6): 493-500. (in Chinese)
- 13 Danardon D, Kim K S, Roziboyev E, et al. Design and optimization of an LPG roller vane pump for suppressing cavitation[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(3): 323-330.
- 14 Waldschik A, Büttgenbach S. Micro gear pump with internal electromagnetic drive[J]. Microsystem Technologies, 2010, 16(8-9): 1581-1587.
- 15 Alberto Flores-Márquez, Fernando Velázquez-Villegas, Gabriel Ascanio. Numerical analysis of a hydraulic gear micro motor[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(5): 1351-1360.
- 16 Wen Desheng. Theoretical analysis of output speed of multi-pump and multi-motor driving system [J]. Science China Technological Sciences, 2011, 41(5): 579-584.
- 17 闻德生, 高俊, 王志力, 等. 双作用多泵多马达传动中马达输出转矩分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(23): 2836-2838.
Wen Desheng, Gao Jun, Wang Zhili, et al. Output torque of double-acting multi-pump and multi-motor [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(23): 2836-2838. (in Chinese)
- 18 Lee A S, Kim C U. Lubrication characteristics of spiral groove liquid seals for use in the carrier of a vane-type external LPG fuel pump[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(2): 233-241.
- 19 闻德生, 常雪, 张少波, 等. 双定子单作用液压马达的转矩脉动研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 238-242.
Wen Desheng, Chang Xue, Zhang Shaobo, et al. Analysis of torque pulsation for double-stator single-acting multi-motors [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 238-242. (in Chinese)
- 20 闻德生, 吕世君, 杜孝杰, 等. 双定子液压马达差动连接理论分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 219-224.
Wen Desheng, Lü Shijun, Du Xiaojie, et al. Theoretical analysis of differential connection of double-stator hydraulic motor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 219-224. (in Chinese)

Analysis of Torque Pulsation for Multi-acting Double-stators Couple Hydraulic Motor

Wen Desheng Gao Junfeng Zhou Ruibin Liu Zhongxun Liu Qiaoyan Yang Xiaoyong
(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The concept of the couple hydraulic motor is put forward, which is different from the traditional hydraulic motor. Based on the principle of the multi-acting double-stators couple hydraulic motor, the theoretical torque is studied. Through analyzing the pulsating characterize and the influencing factors of the motor, the relationship between the pulsation and the numbers of sliders is obtained. When the number of the rollers and connecting rods equals to 8 or less, the torque pulsation of the hydraulic motor consisted of the even number of the rollers and connecting rods is lower than what number is odd. When the number of the rollers and connecting rods equals to 9 or more, the torque pulsation of the hydraulic motor consisted of the odd number of the rollers and connecting rods is lower than what number is even. Finally, a theoretical basis is provided for the design and experiment of the hydraulic motor.

Key words: Couple hydraulic motor Double-stators Multi-acting Differential connection Torque pulsation

(上接第 318 页)

Improved DH Method to Build Robot Coordinate System

Huang Xiaochen Zhang Minglu Zhang Xiaojun Li Xinye Zhang Jianhua
(School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300130, China)

Abstract: Considering the limitation of the DH rule when using it to establish coordinate systems for robots, an auxiliary coordinate method was proposed as the extension of the traditional DH rule. The details about how to construct the auxiliary coordinate and how to use the auxiliary coordinate method were stated comprehensively. By the proposed method, any point of a link, not exactly in the joint of two links as usual, can be chosen as the original point of the auxiliary coordinates. The analytical results based on the auxiliary coordinate method were compared with the numerical simulation and it was found that they were in good agreement. It is shown that the method presented is more accurate and flexible when applied to complex robot systems while one or more components are not straight link, for example in L-shape, or a relative rotation of one link about the axis of the connected previous one.

Key words: Robots Kinematics Numerical simulation DH rule Auxiliary coordinate method