

双定子单作用液压马达转矩脉动研究*

闻德生 常 雪 张少波 王 远 孔维涛

(燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 为了解双定子单作用液压马达的性能,在探讨双定子单作用液压马达理论排量和理论转矩的基础上,分析了不同滑块数对液压马达转矩脉动的影响,得出液压马达滑块数与转矩脉动的数学关系式。结果表明,滑块个数为奇数的液压马达的转矩脉动小,进一步推导出滞后角对液压马达差动连接和内、外马达同时工作时的转矩脉动影响。

关键词: 双定子单作用液压马达 理论排量 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(2013)02-0238-05

Analysis of Torque Pulsation for Double-stator Single-acting Multi-motors

Wen Desheng Chang Xue Zhang Shaobo Wang Yuan Kong Weitao

(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: In order to realize the performance of motor, the influence of torque pulsation by different number of slider was studied based on the analysis of the theoretical displacement and theoretical torque of double-stator single-acting multi-motors. Through the analysis, mathematical expressions of the motor's torque and the number of sliders were obtained. Meanwhile, the results show that lag angle could influence torque pulsation when outer motor and inner motor work at the same time and differential connections. This research work laid a theoretical foundation for the design of double-stator single-acting multi-motors.

Key words: Double-stator single-acting multi-motors Theoretical displacement Differential connection Torque pulsation

引言

目前对液压传动系统的研究大多集中在对已有液压元件和系统的改善,如改善各部件的材料、密封、润滑条件等。但是随着对液压传动要求的不断提高,仅这些改善已经不能满足要求,需要一种新思路。

现在广泛应用的液压马达都是一个转子对应一个定子,只能实现一种转矩和转速输出。这种液压马达在现有的液压传动中存在不足^[1]。双定子液压马达是一个转子对应两个定子组成的液压马达,在输入同流量、同压力油的条件下可以实现多级转速和转矩的输出,并能实现特殊的差动连接,可以满足不同的工况需求。基于双定子液压马达独特的工

作特性,双定子液压马达可取代一系列中低压液压马达^[2],能够广泛应用于中低压液压系统的领域,具有巨大的市场潜力^[3~4]。

液压系统中,液压马达作为液压系统的执行元件,其转矩脉动会直接影响液压系统工作性能。较大的转矩脉动,不仅会使液压系统的平稳性及均匀性变差,还会引起管路阀门及整个系统共振,将对整个系统产生破坏性的影响^[5],甚至导致系统不能工作。因此,本文对双定子单作用液压马达的转矩波动性进行研究。

1 双定子单作用液压马达工作原理及特点

1.1 双定子单作用液压马达工作原理

双定子单作用单滚柱液压马达是双定子单作用

收稿日期: 2012-03-08 修回日期: 2012-04-17

* 国家自然科学基金资助项目(50975246)

作者简介: 闻德生,教授,主要从事液压传动技术与液压元件研究,E-mail: wendesheng@ysu.edu.cn

液压马达的一种,图1所示为该液压马达的工作原理图。其中,外定子、转子的外圆、滚柱及两面侧板组成控制室,通过侧板的配流装置控制液压马达的进排油过程,实现了外马达工作;同理,由内定子、转子的内圆、滚柱及两面侧板组成的控制室,通过侧板的配流装置控制液压马达的进排油过程,实现内马达工作^[6~8]。

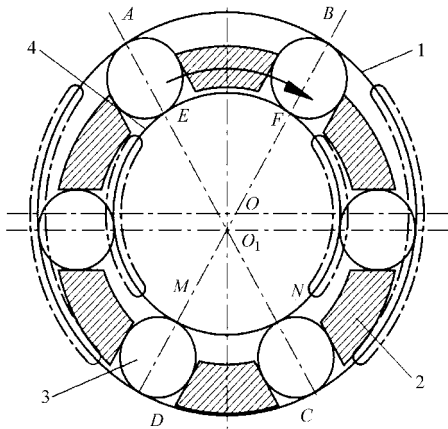


图1 双定子单作用单滚柱液压马达

Fig.1 Single-acting double-stator single-roller hydraulicmotor

1. 外定子 2. 转子 3. 滚柱 4. 内定子

双定子单作用液压马达作为变量马达,调节偏心距可以调节其排量。根据其滑块形状的不同,可分为滚柱连杆型和滑块型。

1.2 双定子单作用单滚柱液压马达结构特点

这种液压马达的结构特点主要有:

(1) 滚柱与内定子、外定子之间为滚动摩擦,液压马达工作时滚柱相对于定子曲线没有径向相对运动,且相对运动的部件都有油液润滑作用,可大大提高液压马达的机械效率和使用寿命。

(2) 内定子的曲线与外定子的曲线为相似等距曲线,因此,液压马达工作时无需回程弹簧等零部件。

(3) 双定子液压马达有内、外2个马达,通过改变双定子液压马达的连接方式可以实现4种工作形式:内马达单独工作、外马达单独工作、内马达与外马达同时工作和内马达与外马达差动工作。实现液压马达的多种转速转矩输出。差动工作是传统液压马达不能实现的特殊连接方式^[9]。

2 液压马达的理论排量推导

排量是液压马达轴每转一周,按其几何尺寸计算而得到排出(流入)的液体体积^[10]。当输入压力一定时,液压马达的理论转矩与其排量有关,即与液压马达的本身结构有关。

从双定子液压马达的结构特点可知,通过改变

其油口的连接方式,该液压马达可以实现4种工作方式,但是每一种工作方式下液压马达的排量是不同的,下面进行详细的分析推导。

以双定子单作用单滚柱液压马达(图1)为例,当外马达单独工作时,相邻的滚柱与外定子、转子外圆所围成的密闭空间从 $\widehat{AB}$ 转到 $\widehat{CD}$ 时,其密闭空间容积从最大变化到最小,此时一对滚柱间排出油液的体积为 $\widehat{AB}$ 、转子、滚柱与两侧板所组成的容积 V_1 与 $\widehat{CD}$ 、转子、滚柱与两侧板所组成的容积 V_2 之差。液压马达旋转一周,有 z 对滚柱,因此液压马达的排量为 z 倍的 V_1 与 V_2 之差。

如图1所示,外定子内曲线上某点矢径 $\rho(\varphi)$,是液压马达转角 φ 的函数,设圆心角 β 为两相邻的滚柱以 O_1 为圆心时的夹角,由几何关系和牛顿二项式定理展开级数,忽略高次项,得矢径平方为

$$\rho^2(\varphi) \approx R^2 \left[1 + 2 \frac{e}{R} \cos \varphi + \left(\frac{e}{R} \right)^2 \cos(2\varphi) \right] \quad (1)$$

式中 e ——液压马达偏心距

R ——半径

V_1 、 V_2 可按圆心角 β 和矢径 $\rho(\varphi)$ 的扇形圆环段公式进行积分近似计算。于是外马达平均几何排量为

$$V_{m1} = z(V_1 - V_2) = 2zeB \left(2R_1 \sin \frac{\pi}{z} - r \cos \frac{\pi}{z} \right) \quad (2)$$

式中 z ——液压马达滚柱数

R_1 ——外定子圆半径

B ——滚柱垂直厚度

r ——滚柱半径

同理,可得内马达单独工作时平均几何排量为

$$V_{m2} = 2zeB \left(2R_4 \sin \frac{\pi}{z} - r \cos \frac{\pi}{z} \right) \quad (3)$$

式中 R_4 ——内定子圆半径

内、外马达同时工作时,相邻滚柱与外定子、转子间进油的同时与之对应的内定子与转子间是排油过程。所以双定子单作用液压马达的总排量 V_{m3} 为外马达的排量 V_{m1} 与内马达的排量 V_{m2} 之和,即

$$V_{m3} = 4zeB(R_1 + R_4) \sin \frac{\pi}{z} - 4zeB r \cos \frac{\pi}{z} \quad (4)$$

差动连接时,由于内马达实际上相当于泵,此时的总排量为内、外马达之差。所以差动工作时液压马达的排量 V_{m4} 为外马达的排量 V_{m1} 与内马达的排量 V_{m2} 之差,即

$$V_{m4} = 4zeB(R_1 - R_4) \sin \frac{\pi}{z} \quad (5)$$

同理,推导滚柱连杆型和滑块型双定子单作用液压马达的理论排量公式为

$$V_{mt} = \begin{cases} 2zeB \left(2R_1 \sin \frac{\pi}{z} - A \cos \frac{\pi}{z} \right) & \text{(外马达单独工作)} \\ 2zeB \left(2R_4 \sin \frac{\pi}{z} - A \cos \frac{\pi}{z} \right) & \text{(内马达单独工作)} \\ 4zeB (R_1 + R_4) \sin \frac{\pi}{z} - 4zeBA \cos \frac{\pi}{z} & \text{(内、外马达同时工作)} \\ 4zeB (R_1 - R_4) \sin \frac{\pi}{z} & \text{(内、外马达差动工作)} \end{cases} \quad (6)$$

式中 A ——双定子单作用液压马达的滑块不同时刻滑块的参数

以上分析得出,双定子单作用液压马达的理论排量与内外定子半径、滑块个数和滑块形状有关。

3 转矩及其脉动性分析

3.1 平均理论转矩 T_{th}

设液压马达的进出口压差为 Δp , 根据平均理论转矩公式 $T_{th} = \Delta p V_m / (2\pi)$ 得液压马达的平均理论转矩为

$$T_{th} = \begin{cases} \frac{\Delta p ze B}{\pi} \left(2R_1 \sin \frac{\pi}{z} - A \cos \frac{\pi}{z} \right) & \text{(外马达单独工作)} \\ \frac{\Delta p ze B}{\pi} \left(2R_4 \sin \frac{\pi}{z} - A \cos \frac{\pi}{z} \right) & \text{(内马达单独工作)} \\ \frac{2\Delta p ze B}{\pi} (R_1 + R_4) \sin \frac{\pi}{z} - \frac{2\Delta p ze BA}{\pi} \cos \frac{\pi}{z} & \text{(内、外马达同时工作)} \\ \frac{2\Delta p ze B}{\pi} (R_1 - R_4) \sin \frac{\pi}{z} & \text{(内、外马达差动工作)} \end{cases} \quad (7)$$

3.2 瞬时转矩 T_{tr}

液压马达存在转矩脉动,这里所讨论的转矩脉动假定输入油液平稳,其脉动是由于液压马达工作容积的瞬时变化不完全均匀而引起的。通过瞬时转矩的理论变化情况来看研究液压马达的转矩脉动性。瞬时转矩的理论值可表示为

$$T_{tr} = \Delta p q_{mtr} / \omega \quad (8)$$

式中 q_{mtr} ——液压马达瞬时流量

ω ——液压马达角速度

通过式(8)可以看出,转矩脉动性和瞬时流量有着密切关系,瞬时流量的均匀性直接影响着转矩的脉动品质。双定子单作用液压马达,在一定输入

流量下,通过液压马达不同进、出油口的组合连接,液压马达可输出多种不同的转矩^[10]。其进、出油口不同连接时其转矩脉动也不同。

假设在时间 dt 内转子转过 $d\varphi$, 如图1所示。时间 dt 内压油区的容积缩小量为 dV , 则其瞬时流量可表示为

$$q_{mtr} = \frac{dV}{dt} = \frac{1}{2} B \omega (\rho^2(\varphi) - \rho^2(\varphi_2)) \quad (9)$$

由式(8)得,整个液压马达所产生的瞬时转矩表示为

$$T_{tr} = \frac{1}{2} \Delta p z B (\rho^2(\varphi) - \rho^2(\varphi_2)) \quad (10)$$

3.2.1 滚柱 z 为奇数时的瞬时转矩

外马达单独工作时的瞬时转矩为

$$\begin{cases} T_{tr1} = \Delta p e B R_1 \left[2 \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{4} \right) \cos \frac{\beta}{4} + \frac{e}{R_1} \sin \left(2\varphi - \frac{\beta}{2} \right) \sin \frac{\beta}{2} \right] & \left(0 \leq \varphi \leq \frac{\beta_0}{2} \right) \\ T_{tr2} = \Delta p e B R_1 \left[2 \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{4} \right) \cos \frac{\beta}{4} - \frac{e}{R_1} \sin \left(2\varphi + \frac{\beta}{2} \right) \sin \frac{\beta}{2} \right] & \left(-\frac{\beta_0}{2} \leq \varphi \leq 0 \right) \end{cases} \quad (11)$$

同理,内马达单独工作时的瞬时转矩 T_{tr} 为

$$\begin{cases} T_{tr3} = \Delta p e B R_4 \left[2 \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{4} \right) \cos \frac{\beta}{4} + \frac{e}{R_4} \sin \left(2\varphi - \frac{\beta}{2} \right) \sin \frac{\beta}{2} \right] & \left(0 \leq \varphi \leq \frac{\beta_0}{2} \right) \\ T_{tr4} = \Delta p e B R_4 \left[2 \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{4} \right) \cos \frac{\beta}{4} - \frac{e}{R_4} \sin \left(2\varphi + \frac{\beta}{2} \right) \sin \frac{\beta}{2} \right] & \left(-\frac{\beta_0}{2} \leq \varphi \leq 0 \right) \end{cases} \quad (12)$$

内、外马达同时工作,其输出方向相同的转矩,液压马达的瞬时转矩表示为

$$T_{tr} = \begin{cases} T_{tr1} + T_{tr3} & \left(0 \leq \varphi \leq \frac{\beta_0}{2} \right) \\ T_{tr2} + T_{tr4} & \left(-\frac{\beta_0}{2} \leq \varphi \leq 0 \right) \end{cases} \quad (13)$$

内、外马达差动工作时,其输出相反方向转矩,此时内马达作可以视为泵,则

$$T_{tr} = \begin{cases} T_{tr1} - T_{tr3} & \left(0 \leq \varphi \leq \frac{\beta_0}{2} \right) \\ T_{tr2} - T_{tr4} & \left(-\frac{\beta_0}{2} \leq \varphi \leq 0 \right) \end{cases} \quad (14)$$

由式(13)、(14),当 z 为奇数, $\varphi = \pm \beta/4$ 时,外马达的转矩 T_{tr1} 和 T_{tr2} 分别达到最大。当 $\varphi = 0$ 时,

外马达的扭矩 T_{tr1} 和 T_{tr2} 最小。对于内马达, 当 $\varphi = \pm\beta/4$ 时, 其扭矩 T_{tr3} 和 T_{tr4} 最大。当 $\varphi = 0$ 时, 其扭矩 T_{tr3} 和 T_{tr4} 最小。其内、外马达单独工作时的瞬时转矩脉动曲线如图 2 所示。

另外, 当液压马达的内、外马达同时工作或差动连接时, 由于管路安装或内、外马达进出油口不同, 使得内外马达的扭矩不一定同时达到最大或最小。

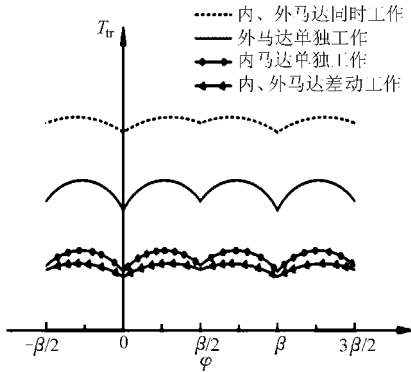


图 2 z 为奇数液压马达瞬时转矩

Fig. 2 Instantaneous torque of hydraulic motor when z is odd

设内马达扭矩与外马达扭矩相比存在一个滞后角为 $\Delta\varphi$, 当滞后角 $\Delta\varphi$ 不同时, 液压马达输出的转矩的脉动不同, 为使得液压马达的输出转矩平稳, 则需要对其滞后角 $\Delta\varphi$ 进行分析。分析式 (14) 和图 2 可得出以下结论。

(1) 内、外马达同时工作

$$\Delta\varphi = \frac{A_1\pi}{2z} \quad (A_1 = \pm 1, \pm 3, \pm 5\cdots)$$

内、外马达的扭矩在同一角度都达到最大或者最小, 利用叠加原理, 其合转矩的脉动大。

$$\Delta\varphi = \frac{2A_2\pi}{z} \quad (A_2 = 0, \pm 1, \pm 2\cdots)$$

在同一角度外马达扭矩最大 (小) 时其内马达的扭矩最小 (大), 此时合转矩脉动小。

(2) 液压马达实现差动连接

$$\Delta\varphi = \frac{2B_1\pi}{z} \quad (B_1 = 0, \pm 1, \pm 2\cdots)$$

液压马达的输出转矩脉动大。

$$\Delta\varphi = \frac{B_2\pi}{2z} \quad (B_2 = \pm 1, \pm 3, \pm 5\cdots)$$

液压马达的输出转矩脉动小。

通过上述分析得出双定子单作用液压马达在不同工作情况下瞬时转矩变化规律如图 2 所示 (图中所示曲线为液压马达同时工作和差动连接时其输出瞬时转矩脉动最小)。另外, 当双定子单作用液压马达同时工作或者差动连接时, 滞后角 $\Delta\varphi$ 是影

响液压马达输出转矩脉动的一个重要参数, 因此在管道安装时应注意滞后角 $\Delta\varphi$, 避免液压马达在其转矩脉动最大时运转。

3.2.2 滚柱数 z 为偶数时的瞬时转矩

z 为偶数时液压马达的瞬时转矩 T_{tr} 为

$$T_{tr} = \begin{cases} 2eB\Delta pzR_1\cos\varphi & \text{(外马达单独工作)} \\ 2eB\Delta pzR_4\cos\varphi & \text{(内马达单独工作)} \\ 2eB\Delta pz(R_1 + R_4)\cos\varphi & \text{(内、外马达同时工作)} \\ 2eB\Delta pz(R_1 - R_4)\cos\varphi & \text{(内、外马达差动工作)} \end{cases} \quad (15)$$

则液压马达在不同的工作情况下的瞬时转矩变化规律如图 3 所示。

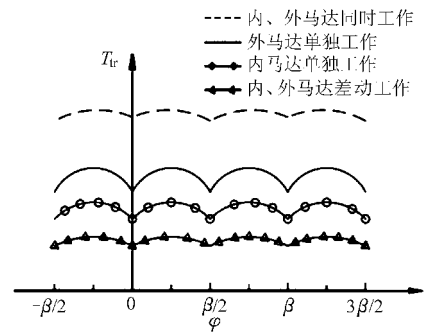


图 3 z 为偶数液压马达瞬时转矩

Fig. 3 Instantaneous torque of hydraulic motor when z is even

(1) 内、外马达同时工作

$$\Delta\varphi = \frac{2A_3\pi}{z} \quad (A_3 = 0, \pm 1, \pm 2\cdots)$$

其转矩的脉动大。

$$\Delta\varphi = \frac{A_4\pi}{z} \quad (A_4 = \pm 1, \pm 3, \pm 5\cdots)$$

其转矩的脉动小。

(2) 液压马达实现差动连接

$$\Delta\varphi = \frac{B_3\pi}{z} \quad (B_3 = \pm 1, \pm 3, \pm 5\cdots)$$

其转矩的脉动大。

$$\Delta\varphi = \frac{2B_4\pi}{z} \quad (B_4 = 0, \pm 1, \pm 2\cdots)$$

其转矩的脉动小。

4 滑块奇偶数时液压马达转矩脉动比较

由上述液压马达瞬时转矩, 可以得出液压马达的转矩脉动系数为

$$\delta = \frac{T_{tr\max} - T_{tr\min}}{T_{tr\max} + T_{tr\min}} \times 100\% \quad (16)$$

分析外马达单独工作时,液压马达滑块个数为奇偶数的转矩脉动。当滑块个数为偶数时,由图 3 可得, $\varphi=0$ 时,液压马达瞬时转矩最大, $\varphi=\pm\beta/2$ 时,液压马达瞬时转矩最小。代入式(16)得出

$$\delta = \left(1 - \cos \frac{\beta}{2}\right) \times 100\%$$

同理,当滑块个数为奇数时,其转矩脉动系数可以表示为

$$\delta = \left[1 - \left(1 - 2 \frac{e}{R_1} \sin^2 \frac{\beta}{2}\right) \cos \frac{\beta}{4}\right] \times 100\%$$

因为 $e \ll R_1$, 因此

$$\delta \approx \left(1 - \cos \frac{\beta}{4}\right) \times 100\%$$

将不同的滑块数 z 代入式中,所得的转矩脉动系数数据见表 1,其曲线如图 4 所示,由于液压马达的滑块数为正整数,所以曲线为不连续曲线。

表 1 不同滑块个数马达的转矩脉动系数
Tab.1 Coefficient of torque pulsation of hydraulic motor when number is different

z	5	6	7	8	9	10	11	12
$\delta/\%$	4.8	13.3	2.5	7.6	1.5	4.9	1.0	3.4

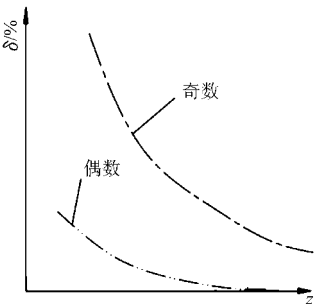


图 4 液压马达转矩脉动曲线

Fig. 4 Curve of torque pulsation of hydraulic motor

由表 1 和图 4 可得出,当外马达单独工作时,随着液压马达滑块数的增加其转矩脉动减小,并且滑块个数为奇数的转矩脉动系数小于偶数时转矩脉动系数,此时偶数与奇数的转矩脉动系数之比近似为 2。同理可以分析液压马达在内马达单独工作、内、外马达同时工作和差动连接时的转矩脉动。综合以上分析可知,双定子单作用液压马达的转矩脉动具有以下特性:滑块数为奇数的液压马达的转动脉动小;且内外马达同时工作时的转矩脉动小于内马

达或外马达单独使用时的转矩脉动。

5 试验样机及连接方式

双定子单作用液压马达中的双定子单作用连杆滚柱液压马达的内部结构图,如图 5 所示。

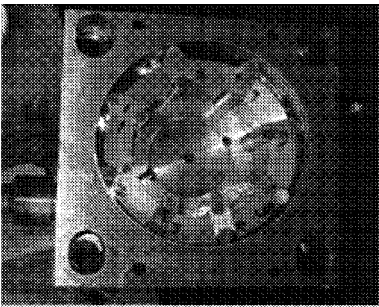


图 5 双定子单作用液压马达的内部结构
Fig. 5 Internal structure of double-stator single-acting hydraulic motor

由于双定子单作用液压马达自身结构的特点,通过不同的连接方式,可使液压马达输出多种转矩和转速。对双定子单作用液压马达的不同连接方式进行原理性试验。试验中通过调节电磁换向阀的通断,实现液压马达各种连接方式之间的自由切换,输出不同的转矩和转速。试验证明上述理论分析的正确,并证明差动连接原理的可行性。

6 结论

(1) 双定子单作用液压马达和传统液压马达相比,在设计结构上改由 1 个转子、2 个定子和多个滑块组成;可以实现多种不同转速和转矩的输出,以及能实现特殊的差动输出,因而扩展了液压马达的应用范围和性能参数。

(2) 通过对双定子单作用液压马达进行排量理论分析,得出了其平均转矩;归纳出了双定子单作用液压马达的理论排量的一般规律,得出了其理论排量与滑块形状尺寸,以及内外定子半径有关;另外,对内(外)马达单独使用时的转矩脉动进行了分析,得出了单作用液压马达滑块的个数为奇数时,其转矩波动较小。

(3) 该液压马达在实现差动和内外马达同时工作时,滞后角 $\Delta\varphi$ 对其输出转矩都有影响,应避免液压马达在其转矩脉动最大时运转。

参 考 文 献

1 闻德生. 多泵多马达传动系统中输出转速的理论分析[J]. 中国科学,2011,41(5):579~584.
Wen Desheng. Theoretical analysis of output speed of multi-pump and multi-motor driving system[J]. Science China, 2011, 41(5):579~584. (in Chinese)
2 闻德生. 液压元件的创新与发展[M]. 2 版. 北京:北京航空工业出版社,2009.

- Zhang Guangyi, Wang Yixing. The reliability design of chain drive of agricultural machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1994,25(3):79~82. (in Chinese)
- 4 梁志民,安宗文,李朝晖. 输送链运行平稳性分析[J]. 起重运输机械,2003(2):18~20.
Liang Zhimin, An Zongwen, Li Chaohui. Analysis of running smoothness of conveyor chains[J]. Hoisting and Conveying Machinery,2003(2):18~20. (in Chinese)
- 5 Meng Fanzhong, Feng Zengming, Chu Yaxu. Meshing theory and design method of new silent chain and sprocket[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2006,19(3):425~427.
- 6 黄超俊. 静音链的啮合分析[D]. 台南:国立成功大学,2003:19~50.
Huang Chaojun. The tooth contact analysis of silent chains[D]. Tainan: National Cheng Kung University 2003:19~50. (in Chinese)
- 7 孟繁忠,李启海,冯增铭. 新型 Hy-Vo 齿形链与链轮的啮合分析及其设计方法[J]. 机械工程学报,2007,43(1):116~119.
Meng Fanzhong, Li Qihai, Feng Zengming. Meshing analysis and design method of new Hy-Vo silent chain and sprocket[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2007,43(1):116~119. (in Chinese)
- 8 王君玲,杨玉芬,程玉来. 链轮齿数对链传动动载荷的影响[J]. 沈阳工业大学学报,2004,26(1):17~18,22.
Wang Junling, Yang Yufen, Cheng Yulai. Effects of teeth number of sprocket on dynamic load of chain drive[J]. Journal of Shenyang University of Technology,2004,26(1):17~18,22. (in Chinese)
- 9 张克仁. 新型齿形链传动的链条设计[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版,1996,19(2):105~111.
Zhang Keren. Chain design of the new typical tooth chain drive[J]. Journal of Hefei University of Technology:Natural Science, 1996,19(2):105~111. (in Chinese)
- 10 孟繁忠,曲绍朋,董成国. 基于多元变异的 Hy-Vo 齿形链设计方法[J]. 农业机械学报,2012,43(2):230~234.
Meng Fanzhong, Qu Shaopeng, Dong Chengguo. Multi-variation design method of Hy-Vo silent chain[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(2):230~234. (in Chinese)
- 11 郑志峰,王义行. 链传动[M]. 北京:机械工业出版社,1984.
- 12 薛云娜,王勇,王宪伦. 齿形链传动啮合冲击机理[J]. 机械设计,2005,22(9):37~39.
Xue Yunna, Wang Yong, Wang Xianlun. Meshing impact mechanism for odontoid chain drive [J]. Journal of Machine Design, 2005,22(9):37~39. (in Chinese)
- 13 孟繁忠. 齿形链啮合原理[M]. 北京:机械工业出版社,2008.

(上接第 242 页)

- 3 张勇. 梯形滑块双定子轴向马达的研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2009.
Zhang Yong. Analysis of trapezoidal slider double stator axial motor[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2009. (in Chinese)
- 4 王志力. 矩形滑块双定子轴向液压马达的理论与实验研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2009.
Wang Zhili. Theoretical and experimental analysis of double-stator radial hydraulic motor with rectangle slider[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2009. (in Chinese)
- 5 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)
- 6 闻德生,吕世君,刘晓晨,等. 等宽双定子泵和马达的原理研究[J]. 哈尔滨工业学报,2008,40(11):1840~1844.
Wen Desheng,Lü Shijun,Liu Xiaochen, et al. Theoretic research on variable displacement of equal width double-stators pump and motor[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2008,40(11):1840~1844. (in Chinese)
- 7 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]. Chinese Mechanical Engineering, 2010,21(23):2836~2838. (in Chinese)
- 8 闻德生,吕世军,闻佳,等. 等宽、单滚柱、单作用、双输出、双定子变量泵和马达的原理研究[J]. 现代制造工程,2005(增刊):162~163.
Wen Desheng, Lü Shijun, Wen Jia, et al. Theoretic research of the variable displacement pump and motor of the same width and with single-roller, single-action, double-output and double-stator[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2005(Supp.):162~163. (in Chinese)
- 9 闻德生,吕世军,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):220~224.
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):220~224. (in Chinese)
- 10 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京:机械工业出版社,2005.