文章编号:1001 – 3997(2003)02 – 0083 – 02

新型直齿内啮合齿轮泵的齿形分析

赵菊娣(华东理工大学石化学院,上海 200540)

Analysis of the profile of gear tooth for internal gear pump

ZHAO Ju – di

(Mechanical Engineering branch, East – China University of Science and Technology, Shanghai 200540, China)

【摘要】通过对新型直齿内啮合齿轮泵的研究,推导出了共轭内齿轮的齿廓曲线方程,确定了影响齿轮泵性能的外齿轮齿形半角 α 的取值范围。

关键词:内啮合齿轮泵;齿廓曲线方程;齿形半角 α;取值范围

【Abstract】*The new internal gear pump is studied in this paper. The profile's formulas of the internal gear tooth is derived. The choice rang of the profile's half angle a which is import for the property of gear pump is presented.*

Key words: Internal gear pump; Profile's formulas; half anglea of profile; choice range

中图分类号:TH325 文献标识码:A

直齿内啮合齿轮泵以其结构简单紧凑,并具有低噪声、低流量脉动、吸入性能好、对污物不敏感、工作可靠寿命长、便于维护修理等优点,被广泛应用于各种液压机械上。该泵的主要零件是一对内啮合齿轮副,外齿轮为直线齿廓,内齿轮为其共轭曲线齿廓。这里推导出了内外齿轮的齿廓曲线方程,并进一步确定了外齿轮的齿形半角 α 的取值范围,为实际设计及制造提供理论依据。

1 直齿内啮合齿轮泵的结构特点

如图 1 所示,该泵为二片式分离结构,主要零件是一对内啮合的内外齿轮。内齿轮 4 为主动轮,它带动外齿轮 2,按一定的传动比 $i = z_1 / z_2$ 作同向转动。内外齿轮安装于泵座 5 内,并同活动侧板 15 一起构成泵腔,为把吸油腔和压油腔隔开,在活动侧板上设有一月牙形隔板。内齿轮 4 由键固定在轴 13 上,外齿轮 2 套装在小轴 17 上,由于内齿轮 4 的驱动,外齿轮 2 随之作同向旋转运动,使工作室容积产生周期性的变化,达到输送介质的目的。

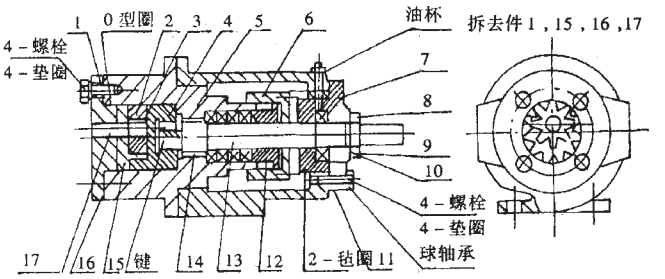


图 1 泵的基本结构

1. 左端盖 2. 外齿轮 3. 轴环 4. 内齿轮 5. 泵座 6. 压盖螺母 7. 轴承座 8. 轴承压盖 9. 锁紧螺母 10. 轴套 11. 垫片 12. 填料压盖 13. 轴 14. 含油轴承 15. 活动侧板 16. 垫片 17. 小轴

* 来稿日期:2002 – 08 – 16

曲线图 5 的处理及曲线拟合,初步确定采用指数函数 ($h(y) = k_1 \exp(k_2 y)$, k_1, k_2 为常数)作为修形曲线,再经过有限元模拟优化,最后确定修形曲线。最终确定的指数修形曲线如图 6 所示,修形后的滚动轴承的接触应力 Cpe 如图 7 中的 Un1000Cpe 曲线所示。由该曲线可见,指数修形滚子轴承接触应力在中部分布匀均,无凸出的应力峰值,在两端应力是不断的下降,无边界应力集中。与对数滚子同样,指数滚子可以避免"边缘效应"。

4 结束语

修形曲线与载荷的大小、性质,滚动体和轴承圈的尺寸有着密切的关系,关系比较复杂,修形曲线设计一定要与相应的载荷工况相适应。有限元分析表明,指数修形滚子同样可以避免直母线滚子引起的"边缘效应"。指数修形曲线滚子的加工在生产工艺上与对数滚子类似,不需要投入新设备,从而并不比对数滚子增加生产成本[6]。

参考文献

1 Lundberg, G., and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series, Royal Swedish Academy of Engineering Sciences, Stockholm, Sweden, 1947, Vol. 1. No. 3, p. 7.

2 Lundberg, G. Elastischche Beruhrunk zweiier Halbraume, Forsch auf dem Gebiete des Ingenienwesens, 10(5)(1939)201 ~ 211.

3 陈晓阳,马家驹. 对数型滚子凸度量设计中的几个问题. 轴承,1994,11.

4 K. L. Johnson. Contact Mechanics. Cambridge, Cambridge University Press, (1985).

5 D. A. Hills, D. Nowell, A. Sackfield. Mechanics of Elastic Contact. Butterworth Heinemann Lt. (1993).

6 Qinyu Jiang, Zailin Ge, Nianshen Yang, Crowned Generant Modification of Rollers in High Speed Vehicle Bearings Through Centerless Superfinishing, Proc. Of ICPMT 2000, Beijing, 258 ~ 263.

© 1994-2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

2 齿廓方程

2.1 外齿轮的齿廓方程

如图 2 所示，设外齿轮的中心为 O_1，内齿轮的中心为 O_2，以直角坐标 $x_1 o_1 y_1$ 为小齿轮回转的固定坐标，以直角 $x_2 o_2 y_2$ 为内齿轮的固定坐标，两齿轮的瞬心 P 在 o_1, o_2 的连线上，由于 i 为常数，所以节点 P 在 O，O_2 的连线上具有固定位置。当节圆上的齿厚宽度定为齿槽宽度的$\frac{1}{2}$时两齿轮的强度大致接近，

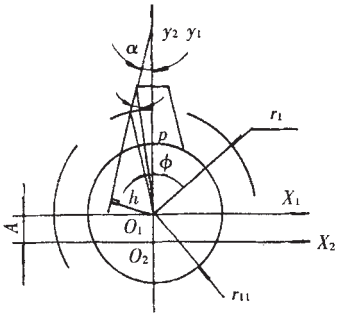


图 2 直线齿廓各参数关系图

则从图 2 可以得到[1]：$\phi = \frac{\pi}{3Z_1}$ (1)

$$h = r_1\sin(\alpha + \phi) = r_1\sin(\alpha + \frac{\pi}{3Z_1}) \quad (2)$$

则小齿轮直线齿廓方程为：$y_1 = x_1 \mathrm{ctg}\,\alpha + \frac{h}{\sin\alpha}$

令，$D = ctg\alpha$, $E = \frac{h}{\sin\alpha}$, 则得

$$y_1 = Dx_1 + E \quad (3)$$

如图 2 所示，外齿轮为直线齿廓的小齿轮，而内齿轮的齿廓为小齿轮直线齿廓的共轭曲线[2]。

2.2 内齿轮的齿廓方程

为了得到性能优良即啮合情况良好的齿轮副，与直线齿廓小齿轮相啮合的大齿轮（内齿轮）其齿廓曲线必须为与外齿轮齿廓直线相共轭的曲线，由啮合原理可知，传动比为常数的共轭齿形的计算公式为：[2]

$$\left.\begin{aligned} x_2 &= x_1\cos(-i)\varphi_1 - y_1\sin(-i)\varphi_1 + A\sin(\varphi_1) \\ y_2 &= x_1\sin(-i)\varphi_1 + y_1\cos(-i)\varphi_1 + A\cos(\varphi_1) \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

式中 $\varphi_1 = \alpha - \psi$

$$\psi = \arccos\left(\frac{x_1\cos(\frac{\pi}{2} - \alpha) + y_1\sin(\frac{\pi}{2} - \alpha)}{r_1}\right)$$

2.3 符号说明

i ——外齿轮和内齿轮的齿数比

A ——外齿轮和内齿轮的中心距，mm

r_1 ——外齿轮的节圆半径，mm

r_2 ——内齿轮的节圆半径，mm

r_{f1} ——外齿轮的齿根圆半径，mm

α ——外齿轮的齿形半角，度

φ_1 ——外齿轮的实际转动角，度

Z_1, Z_2 ——外齿轮和内齿轮的齿数

r_{a1} ——外齿轮的齿顶圆半径，mm

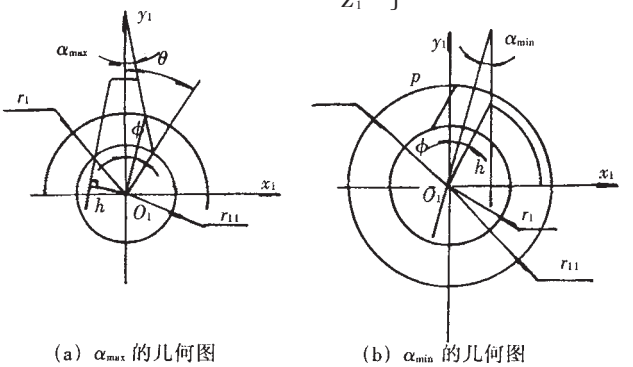
r_{a1} ——内齿轮的齿顶圆半径，mm

r_{f2} ——内齿轮的齿根圆半径，mm

3 外齿轮齿形半角 α 的取值范围

由图 3 (a) 可知，因为 G 为固定不变的，所以随着 α 的增大，齿根圆减少，当 α 到达 α_{max} 时，齿根圆消失，故 α 应小于 α_{max}，而 α_{max} 可由下面两式经数值计算求得，由图 3 (a) 可知：

$$\left.\begin{aligned} h &= r_1\sin(\alpha_{max} + \phi) = r_1\sin(\alpha_{max} + \frac{\pi}{3Z_1}) \\ h &= r_{f1}\sin(\alpha_{max} + \theta) = r_{f1}\sin(\alpha_{max} + \frac{\pi}{Z_1}) \end{aligned}\right\} \quad (5)$$



(a) α_{max} 的几何图　　(b) α_{min} 的几何图

图 3 α_{max}，α_{min} 几何图

由图 3(b) 可知，这时候两轮齿刚进入啮合，而啮合点必须为外齿轮的齿顶 A 点处，当 α 减小时，啮合点 A 点向右移动，则过 A 点所作的直线垂线将不能与节圆相切，所以 PA 联线与节圆相切时，$\alpha = \alpha_{min}$，从图中可知此时有下式成立：[3]

$$r_{a1}^2 = r_1^2 + h^2 \quad (6)$$

又因为 $h = r_1\sin(\alpha_{min} + \frac{\pi}{3Z_1})$

将上式代入式 (6) 得：

$$r_{a1}^2 = r_1^2 + r_1^2\sin^2(\alpha_{min} + \frac{\pi}{3Z_1})$$

$$\alpha_{min} = arcsin\sqrt{\frac{r_{a1}^2 - r_1^2}{r_1^2}} - \frac{\pi}{3Z_1} \quad (7)$$

故得 $\alpha_{min} < \alpha < \alpha_{max}$ (8)

在小齿轮泵中取小值，大齿轮泵中取大值。

4 应用举例

上海石化厂需设计两台实际流量分别为 6.5 ml/r 和 270 ml/r，容积效率为 0.80 的齿轮泵。应用上述的计算公式，可得小泵 α 的取值范围为 $7.3° < \alpha < 12°$，大泵的 α 的取值范围为 $12° < \alpha < 21°$。

5 结论

这里通过对进口泵性能的研究，利用啮合原理进行理论分析，推导出了齿廓曲线方程，并对影响齿轮泵性能的外齿轮齿形半角 α 的取值范围进行了理论推导和计算公式的建立，为设计该类泵提供理论依据，对于制造出性能优良的国产齿轮泵具有一定的实用价值。

参考文选

1 董信根．加工直齿共轭内齿圈的插齿刀齿形分析与设计．机床与液压，1992.

2 吴序堂．齿轮啮合原理，第一版．北京：机械工业出版社，1982.

3 赵菊娣．新型内啮合齿轮油泵的特性研究及优化设计．硕士学位论文．上海：华东理工大学机械工程系，2000.

© 1994-2009 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net