排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2011 年 9 月 Sept. 2011 | 第 29 卷 第 5 期 Vol. 29 No. 5

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2011.05.003

高阶椭圆锥齿轮泵的流量特性

林　超[1]，侯玉杰[1,2]，龚　海[1]，曾庆龙[1]，聂　玲[1]
(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室，重庆 400044；2. 中国人民解放军 96263 部队 86 分队，河南 洛阳 471500)

摘要： 针对齿轮泵的变量功能及非圆锥齿轮的应用，提出了一种新型相交轴变量齿轮泵——高阶椭圆锥齿轮泵. 该齿轮泵是以高阶椭圆锥齿轮为工作转子的非圆锥齿轮泵. 根据齿轮的空间啮合原理，给出了其工作转子高阶椭圆锥齿轮副的齿形生成方法. 基于该种齿轮特殊的运动学特性，分析了高阶椭圆锥齿轮泵的传动特性，并对其工作结构进行了设计. 依据球面微分理论，推导出了高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量公式、瞬时流量公式以及流量脉动公式，同时分析了高阶椭圆锥齿轮的偏心率、阶数等参数对其流量特性的影响. 在同等参数模型及工况条件下，将对高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量、瞬时流量及其变量范围与圆柱齿轮泵和非圆柱齿轮泵的流量特性进行了对比分析，获得了该锥齿轮泵在同等条件下排量最大、变量范围最大的特点.

关键词： 齿轮泵；齿轮；非圆锥齿轮；液压传动；流量特性
中图分类号： S277.9；TH325　**文献标志码：** A　**文章编号：** 1674-8530(2011)05-0379-07

Flow characteristics of high-order ellipse bevel gear pump

Lin Chao[1], *Hou Yujie*[1,2], *Gong Hai*[1], *Zeng Qinglong*[1], *Nie Ling*[1]
(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. 86 Detachment 96263 PLA Troops, PLA, Luoyang, Henan 471500, China)

Abstract: Aiming at the function of variable displacement gear pumps and the application of noncircular bevel gears, a kind of new intersection axis variable gear pump named higher order elliptic bevel gear pump was proposed. The gear pump is a non-circular bevel gear pump which takes the high-order ellipse bevel gear as working rotor. The gear profile formative method of gear rotor can be provided based on the space engagement theory. Transmission characteristic of the pump was analyzed according to the special kinematic traits of ellipse gear. Average theoretical flow formula, instantaneous flow formula and flow pulsation formula of this pump were deduced base on the differential theory of spherical space. Meanwhile the impact of eccentricity ratio and exponent number on flow characteristic was also analyzed. Average theoretical flow and instantaneous flow of high-order ellipse bevel gear pump were compared with both cylindrical gear one and noncircular cylindrical gear one under the same work condition and similar model parameter, and which shows that the characteristic of high-order ellipse bevel gear pump owns the features of higher delivery and wider range of variation.

Key words: gear pump; gear; noncircular bevel gear; hydraulic drive; flow characteristics

目前使用的齿轮泵一般都是定量泵，当泵的转速不变时，齿轮泵的流量不变[1]. 美国 4097204 号专利首次提出了一种变量齿轮泵，该齿轮泵是以偏心距的变化而改变齿轮泵的流量. 此后，有许多学者提

收稿日期：2010-12-18
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50875269)
作者简介：林　超(1958—)，男，福建福州人，教授(linchao@cqu.edu.cn)，主要从事齿轮传动系统的设计、分析与制造，新型齿轮传动设计与应用研究.
侯玉杰(1984—)，男，河南淮阳人，硕士研究生(houyujie8@163.com)，主要从事非圆锥齿轮的理论、应用及实验研究.

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

出了各种形式的变量齿轮泵，其中主要的变量途径有带内齿圈式、转动轴套式、变啮合长度式、变轴心位置式及变转速式等，但是以上有关的变量齿轮泵都是基于平行轴的变量泵，而相交轴变量齿轮泵至今还没有相关的报道.

高阶椭圆锥齿轮泵是以高阶椭圆锥齿轮副为动力工作元件的非圆锥齿轮泵，其两转子中心回转轴线相交成 90°，变量过程不同于平行轴变量泵，需要采用其他的辅助变量装置. 高阶椭圆锥齿轮泵具有尺寸小、结构简单紧凑、响应快等优点，适用于大排量及大变量范围的场合.

1 转子的传动特性

1.1 工作转子的模型

高阶椭圆锥齿轮泵的工作转子是一对新型的非圆锥齿轮副. 该齿轮副的球面大端节曲线为高阶椭圆，即阶数高于 2 的椭圆体系[2]，在啮合过程中表现为一对相切的高阶椭圆节锥面的纯滚动，可实现两相交轴之间非匀速比传动[3-4]. 高阶椭圆锥齿轮泵的工作原理与非圆齿轮[5-8]类似，该齿轮的瞬心位置在传动过程中是不断变化的，这是其与圆柱齿轮及圆锥齿轮的本质区别. 高阶椭圆主动轮与从动轮要实现的传动比函数[9]为

$$i_{12} = \frac{1 - 2k\cos(m\varphi_1) + k^2}{1 - k^2}, \qquad (1)$$

式中：k 为主、从动轮的偏心率，$k \in (0,1)$；m 为主、从动轮的阶数，$m \in \mathbf{N}$ 且 $m \geqslant 2$. 同时有

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}\varphi_2} = \frac{1}{\tan\psi_1}, \qquad (2)$$

式中：ω_1，ω_2 分别为主、从动轮的角速度；φ_1，φ_2 分别为主、从动轮的周向角；ψ_1 为主动轮的节锥角.

由式(1)和(2)，结合球面参数方程及文献[2]，即可获得高阶椭圆锥齿轮泵的工作转子在做球面节锥纯滚动时，啮合节曲线模型及工作转子的三维实体模型，如图 1，2 所示.

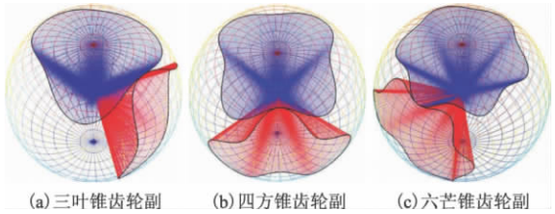


图 1 转子啮合节曲线

Fig. 1 Rotor pitch curves

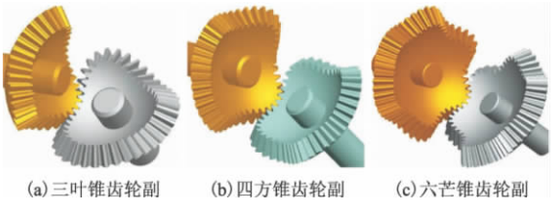


图 2 转子实体模型

Fig. 2 Rotor solid models

1.2 工作转子的运动学特性

由式(1)可以看出：高阶椭圆锥齿轮泵工作转子的传动比主要受偏心率 k 及其阶数 m 的影响. 取四方锥齿轮副作为研究对象，在分析阶数 m 对传动比影响时，统一取偏心率 $k = 0.10$. 假设主动轮的角速度为 $\omega_1 = 1$ rad/s，由式(1)和(2)并结合各阶数及其偏心率，则可得偏心率 k 及阶数 m 对工作转子传动比的影响曲线如图 3 所示.

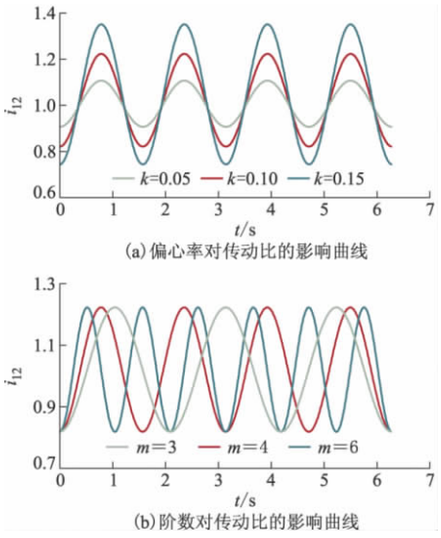


图 3 高阶椭圆锥齿轮泵的转子运动特性

Fig. 3 Rotor motion characteristics of high-order ellipse bevel gear pump

由图 3a 可知：当高阶椭圆锥齿轮的主动轮以一定的角速度 ω_1 传动时，传动比曲线为连续变化的余弦曲线，其振幅随着偏心率的增大而增大. 工作转子旋转一周，该曲线连续变化 m 个周期，且关于 $\frac{(1+k^2)}{(1-k^2)}$ 对称分布，最大传动比出现在 $t = \frac{(2\tau+1)\pi}{m\omega_1}$ 处($\tau \in \mathbf{N}$)，最小传动比出现在 $t = \frac{2\tau\pi}{m\omega_1}$ 处. 由图 3b 可知：偏心率相等的情况下，随着阶数的提高，其传动比曲线的振幅并没有改变，只是在工作转子旋转一周时，其周期数逐渐增大，由式(2)可知：当工作转子的主动轮角速度为定值时，从动轮的

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

角速度 ω_2 为传动比的倒数与主动轮角速度的乘积，从动轮角加速度 α_2 为其角速度 ω_2 的一阶导数，即

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{12}}, \alpha_2 = \frac{\mathrm{d}\omega_2}{\mathrm{d}t}. \tag{3}$$

由式(3)可知：在偏心率一定的情况下，随着阶数 m 的增大，角加速度振幅范围越来越大，表明振动和冲击也越来越强烈. 因此在满足基本要求的情况下，为避免振动和冲击，应尽量降低阶数.

1.3　泵的结构与工作原理

同等表面积围成的空间图形，球体的体积最大. 基于此原理，同等参数条件下，以柱体为基础的平行轴齿轮泵的齿槽空间要小于以球体为基础的相交轴齿轮泵的齿槽空间. 同时，高阶椭圆锥齿轮的节曲线是球面非圆形的，当与圆锥形的泵体相密封时，节曲线的凸凹性也为实现大排量功能提供了有利条件，节曲线的非圆性越强烈，平均流量越大. 其结构与工作原理如图 4 所示.

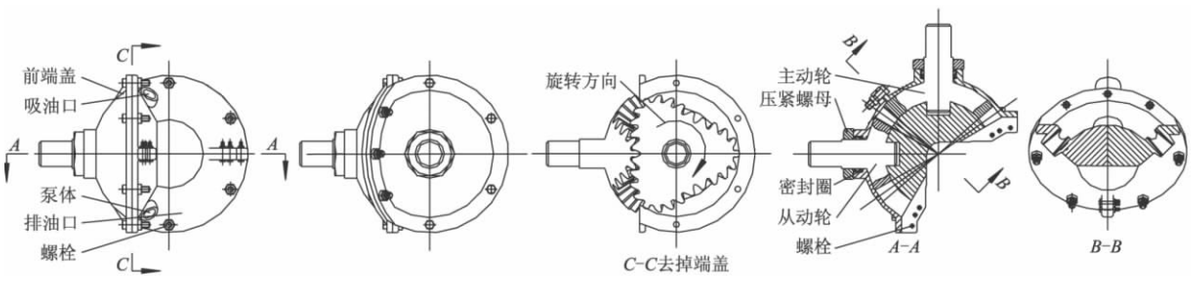


图 4　高阶椭圆锥齿轮泵的结构与工作原理示意图

Fig. 4　Structure and working principle diagram of high-order ellipse bevel gear pump

由图 4 可以看出：该种齿轮泵主要有两个相互啮合的高阶椭圆锥齿轮主动轮和从动轮组成. 在泵体上于齿轮脱离和啮合开始处，分别开有吸油口和排油口，由齿轮副的表面及前端盖和泵体的内表面组成吸、压油腔，两腔互不相通. 当齿轮副按箭头所示方向旋转时，由于轮齿的脱开，致使吸油腔的容积增大，产生真空吸入液体. 充满轮齿间及节曲线与泵体间的液体，沿泵体内表面被带到排油腔；在排油腔，由于轮齿进入啮合区，致使排油腔的容积减小，将液体排出. 通过高阶椭圆锥齿轮副的不断旋转，完成齿轮泵连续的、周期性的吸排油过程.

2　泵的流量计算

2.1　平均理论流量

高阶椭圆锥齿轮泵工作转子的齿形及齿槽比较复杂，近似地用节曲线与泵体所围成的体积计算理论流量. 以卵形锥齿轮副($m = 2$)工作转子为例说明高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量的分析过程，如图 5 所示. 图中：p_1，p_2 分别为进油口压力与出油口压力；T_1 为高阶椭圆锥齿轮的主动轮大端节曲线沿箭头 J_1 方向投影到 P_1 平面部分；T_2 为其从动轮大端节曲线沿箭头 J_2 方向投影到 P_2 平面上，再旋转 90° 到平面 P_1 上的部分. 最后把投影 T_1 和 T_2 整合到同一个平面 P_1 上，以方便平均流量的表示与分析.

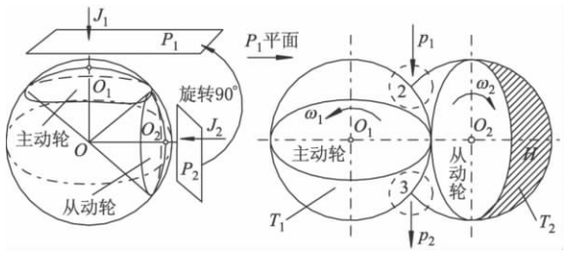


图 5　平均理论流量分析

Fig. 5　Analysis of average theoretical flow

设任意球面半径为 R，球面上任意区域的面积为 S，则由此区域所围成的锥体体积为

$$V = \frac{SR}{3}. \tag{4}$$

该齿轮泵的工作转子是一对等同的高阶椭圆锥齿轮. 工作转子回转一周，液体将 $2m$ (m 为阶数)次充满球面大端节曲线与泵体沿齿宽方向上所形成的锥形容积 H. 为了方便求解容积 H，以整个球面大端为研究对象，设主动轮的最大节锥角为 ψ_0，节锥角为 ψ_1，球面大端半径为 R_1，其中 ψ_0 只受偏心率 k 的影响. 大端球面节曲线所围的球面面积为 S_1，其对应的锥体体积为 V_1；此时，最大节锥角 ψ_0 所对应的球冠部分的面积为 S_1'，对应的锥体体积为 V_1'. 小端球面半径为 R_2，小端球面节曲线所围的球面面积为 S_2，其对应的锥体体积 V_2；这时，最大节锥角 ψ_0 所对应的球冠部分的面积为 S_2'，其对应的锥体体积 V_2'，则有

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$\begin{cases} S_1 = \int_0^{2\pi} R_1^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1, \\ S_1' = 2\pi R_1^2(1-\cos\psi_0). \end{cases} \tag{5}$$

由式(4)可得

$$V_1 = \frac{R_1 S_1}{3}, \quad V_1' = \frac{R_1 S_1'}{3}, \tag{6}$$

同理可得

$$V_2 = \frac{R_2}{3}\int_0^{2\pi} R_2^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1,$$

$$V_2' = \frac{2\pi}{3}R_2^3(1-\cos\psi_0),$$

则锥形容积 H 所对应的锥形体积 ΔV 为

$$\Delta V = \frac{(V_1' - V_1) - (V_2' - V_2)}{m}, \tag{7}$$

即可得高阶椭圆锥齿轮泵的排量 q 为

$$q = 2m\Delta V = 2[(V_1' - V_1) - (V_2' - V_2)]. \tag{8}$$

综合式(5)~(8)即可得高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量 Q_0 为

$$Q_0 = qn\eta_V = \frac{n\eta_V}{3}(R_1^3 - R_2^3) \times \left[2\pi(1-\cos\psi_0) - \int_0^{2\pi}(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1\right], \tag{9}$$

式中:n 为主动轮的转速;η_V 为齿轮泵的容积效率.

由式(9)可知:若把$(R_1^3 - R_2^3)$看成是与齿宽 B 相关的一个因数 B',则高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量 Q_0 与工作转子的转速 n、偏心率 k、齿宽因数 B'及泵的容积效率 η_V 有关,与工作转子的阶数 m 无关. 而在一般情况下,齿轮泵工作转子的转速、齿宽及容积效率是一定的,则其平均理论流量主要受工作转子的偏心率 k 的影响. 与上面运动学分析方法及参数取值相同,$\omega_1 = 1$ rad/s,若设 $\eta_V = 0.95$,$R_1 = 40$ mm,$R_2 = 30$ mm,联立式(1),(2)和(9),可得偏心率 k 对平均流量的影响关系如图6所示.

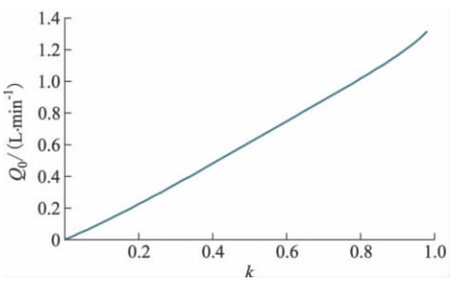


图6 偏心率对平均理论流量的影响关系

Fig. 6 Relationship between eccentricity ratio and average theoretical flow

由图6可以看出:偏心率 k 越大,高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量越大. 平均理论流量为偏心率的非线性单调递增函数,并呈现出略微下凹趋势. 因此,为了提高泵的输出流量,必须增大偏心率. 但由上述工作转子的运动学特性分析可知,偏心率的提高会使加速度增大,增加泵的振动和冲击,对泵的各项工作性能都是不利的. 因此,在保证泵的流量满足基本要求的情况下,应尽量减小偏心率.

2.2 瞬时流量

以两工作转子的球面大端节曲线为研究对象,瞬时流量分析如图7所示,其中:M_1 为最大节锥角 ψ_0 对应的所有球冠面积的一半;M_2 为工作转子的球面节曲线所围成的球面面积;M_3(或 M_4)为主动转子(或从动转子)转过一定角度 φ_1(或 φ_2)后,泵体中横向中心剖面与工作转子节曲线所夹的球面面积,M_3'(或M_4')为主动转子(或从动转子)转过 $\varphi_1 + \mathrm{d}\varphi_1$(或 $\varphi_2 + \mathrm{d}\varphi_2$)角度后,泵体横向中心剖面与工作转子节曲线所夹的球面面积.

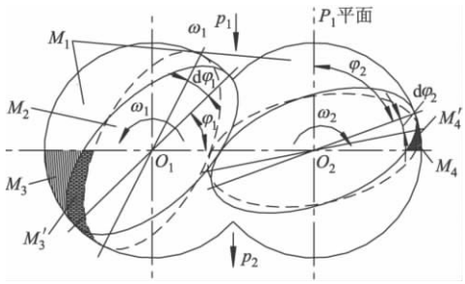


图7 瞬时流量分析

Fig. 7 Analysis of instantaneous flow

由于工作转子及泵体所对应的球面面积是固定的,即 M_1,M_2 为恒定值,其值大小不会影响瞬时流量的分析. 由球面的空间几何微分方法可得

$$M_3 = R_1^2\varphi_1(1-\cos\psi_0) - \int_0^{\varphi_1} R_1^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1, \tag{10}$$

$$M_4 = R_1^2(1-\cos\psi_0)\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2\right) - \int_0^{\frac{\pi}{2}-\varphi_2} R_1^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1, \tag{11}$$

$$M_3' = R_1^2(\varphi_1 + \mathrm{d}\varphi_1)(1-\cos\psi_0) - \int_0^{\varphi_1} R_1^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1 - R_1^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1, \tag{12}$$

$$M_4' = R_1^2(1-\cos\psi_0)\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \mathrm{d}\varphi_2\right) - \int_0^{\frac{\pi}{2}-\varphi_2} R_1^2(1-\cos\psi_1)\,\mathrm{d}\varphi_1 +$$

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$R_1^2(1-\cos\psi_2)\mathrm{d}\varphi_2. \tag{13}$$

由式(10)－(13)可得主动转子转过 $\mathrm{d}\varphi_1$ 角度时的球面微元面积 $\mathrm{d}M$ 为

$$\mathrm{d}M=(M_3-M_3')-(M_4-M_4'). \tag{14}$$

由式(14)可得主动转子转过 $\mathrm{d}\varphi_1$ 角度时,齿轮泵转过的微元锥形体积 $\mathrm{d}V$ 为

$$\mathrm{d}V=\frac{\mathrm{d}M_\mathrm{b}}{3}R_1-\frac{\mathrm{d}M_\mathrm{s}}{3}R_2, \tag{15}$$

式中:$\mathrm{d}M_\mathrm{b}$,$\mathrm{d}M_\mathrm{s}$ 分别为球面大、小端微面积.

则瞬时流量 Q_i 为

$$Q_\mathrm{i}=\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t}. \tag{16}$$

由式(10)－(16),并结合运动学的微分关系可得,$\omega_1=\frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t}$,$\omega_2=\frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t}$,$i_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}$,则瞬时流量 Q_i 可表示为

$$Q_\mathrm{i}=\frac{\omega_1(R_1^3-R_2^3)}{3}\left[(1-\cos\psi_0)\left(1+\frac{1}{i_{12}}\right)-(1-\cos\psi_1)\right]-\frac{1}{i_{12}}\left(1-\cos\psi_{\frac{\pi}{m}-\varphi_2}\right), \tag{17}$$

式中:$\psi_{\frac{\pi}{m}-\varphi_2}$ 为主动轮节锥角对$\left(\frac{\pi}{m}-\varphi_2\right)$的复合函数;$\varphi_2$ 为从动轮转角,

$$\varphi_2=\frac{2}{m}\arctan\left[\frac{1+k}{1-k}\tan\left(\frac{m\varphi_1}{2}\right)\right]. \tag{18}$$

由于 ω_1,i_{12},ψ_1,$\psi_{\frac{\pi}{m}-\varphi_2}$,$\varphi_2$ 都是主动轮转角 φ_1 的函数,因此瞬时流量 Q_i 也只是主动轮转角 φ_1 的位置函数,其周期为$\frac{\pi}{m}$,且 i_{12},ψ_1,$\psi_{\frac{\pi}{m}-\varphi_2}$,$\varphi_2$ 都只受偏心率 k 和阶数 m 的影响. 因此,对高阶椭圆锥齿轮泵的瞬时流量影响因素的分析可采用与平均理论流量分析相同的方法进行. 若主动转子在角速度 ω_1 下旋转一周,则偏心率 k 及阶数 m 对高阶椭圆锥齿轮泵瞬时流量的影响曲线如图 8 所示.

由图 8a 可以看出:当阶数 m 一定时,高阶椭圆锥齿轮泵的瞬时流量的平均值大小随着偏心率的增大而增加,且其振幅(即变量范围)也随着偏心率的增大而增大;由图8b可以看出:在偏心率 k 相等的情况下,随着阶数 m 的增加,瞬时流量的变化周期数也逐渐增加而变大为 m,但其变量范围却没有改变. 因此,要想得到大的变量范围及更多的变量周期,必须提高偏心率和增加阶数. 但同平均理论流量分析一样,偏心率的提高及阶数的增加会加大泵的振动和冲击. 因此,在保证泵的变量范围即变量周期的情况下,应尽量降低阶数及减小偏心率.

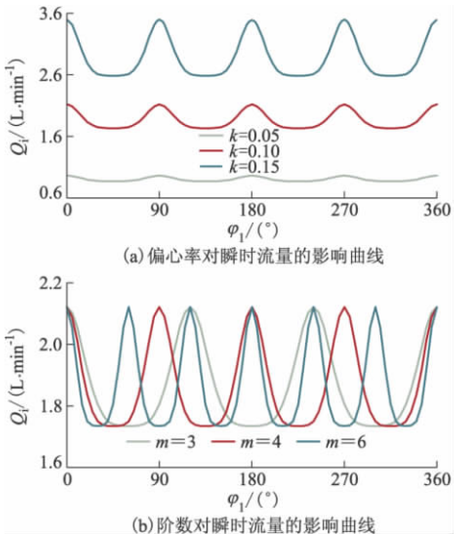


图 8　高阶椭圆锥齿轮泵的瞬时流量特性

Fig. 8　Instantaneous flow characteristics of high-order ellipse bevel gear pump

2.3　流量脉动

由于齿轮泵在各个瞬时的流量不等,而产生了流量脉动. 与其他泵相比,高阶椭圆锥齿轮泵的流量不均匀性是最严重的. 根据瞬时流量公式,对流量脉动进行分析.

设 $a=\frac{\omega_1(R_1^3-R_2^3)}{3}$,$b=1-\cos\psi_0$,若高阶椭圆锥齿轮泵的工作转子一旦确定之后,则 a 和 b 都是常量,对流量脉动没有影响,因此可把式(17)化简为

$$Q_\mathrm{i}=a\left[b\left(1+\frac{1}{i_{12}}\right)-(1-\cos\psi_1\right]-\frac{1}{i_{12}}\left(1-\cos\psi_{\frac{\pi}{m}-\varphi_2}\right). \tag{19}$$

为分析流量脉动的大小及其影响因素,需求出式(19)的最大值及最小值的表达式. 结合公式(1),(2)和(18)可知:

当 $\varphi_1=\frac{2\pi(\lambda-1)}{m}$($\lambda$ 为正整数)时,i_{12} 取得最小值,Q_i 取得最大值为

$$Q_{\mathrm{imax}}=a\left\{\frac{2(b-1)}{1-k}+\cos\left[\arctan\left(\frac{1+k}{1-k}\right)\right]+\cos\left[\arctan\left(\frac{1-k}{1+k}\right)\right]\left(\frac{1+k}{1-k}\right)\right\}; \tag{20}$$

当 $\varphi_1=\frac{\pi(2\lambda-1)}{m}$ 时,i_{12} 取得最大值,Q_i 取得

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

最小值为

$$Q_{\mathrm{imin}} = a\left\{\frac{2(b-1)}{1+k} + \cos\left[\arctan\left(\frac{1-k}{1+k}\right)\right] + \cos\left[\arctan\left(\frac{1+k}{1-k}\right)\right]\left(\frac{1-k}{1+k}\right)\right\}. \tag{21}$$

故高阶椭圆锥齿轮泵的脉动率，即该齿轮泵的流量脉动率 δ 为

$$\delta = \frac{Q_{\mathrm{imax}} - Q_{\mathrm{imin}}}{Q_{\mathrm{imax}}}. \tag{22}$$

由式(20)和(21)可知：最大瞬时流量 Q_{imax} 与最小瞬时流量 Q_{imin} 只与主动转子角速度 ω_1、齿宽因数 B' 及偏心率 k 有关，而与椭圆的阶数 m 无关. 综合式(22)可知：一旦工作转子确定之后，高阶椭圆锥齿轮的流量脉动率 δ 只与偏心率 k 有关，而与椭圆阶数 m、容积效率 η_V、最大节锥角 ψ_0(ψ_0 也只受偏心率 k 的影响)、主动轮转速 n 及齿宽因数 B' 无关. 同样以四方锥齿轮为例，流量脉动率 δ 受偏心率 k 的影响曲线如图9所示. 可以看出：偏心率对流量脉动率的影响主要体现在偏心率越大，流量脉动率也越大. 流量脉动为偏心率的非线性单调递增函数，并呈现上凸趋势. 由于流量脉动是齿轮泵的主要缺点之一，因此，为降低流量脉动，必须减小偏心率.

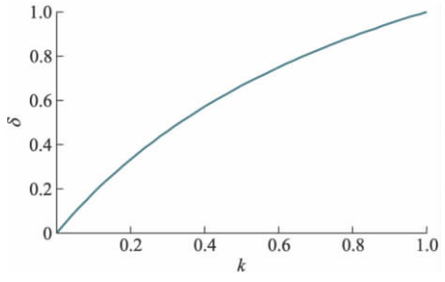


图9 偏心率对流量脉动率的影响分析

Fig. 9 Influence analysis of eccentricity ratio on flow pulsation

3 对比分析

给定同等参数条件：模数 $m_0 = 2.5$，齿数 $z = 20$，齿宽 $B = 10$ mm，转速 $n = 1\,500$ r/min，齿顶高系数 $h_a^* = 1$，顶隙系数 $c^* = 0.25$，压力角 $\alpha = 20°$ 及容积效率 $\eta_V = 0.95$，且高阶椭圆锥齿轮与非圆柱齿轮具有相同的传动比函数，即式(1). 由于平均理论流量与阶数 m 无关，则可得不同偏心率 k 条件下的高阶椭圆锥齿轮泵、高阶椭圆柱齿轮泵及圆柱齿轮泵的平均理论流量对比情况，如表1所示.

表1 平均理论流量对比分析

Tab. 1 Comparisons of average theoretical flow

工作转子		高阶椭圆锥齿轮	高阶椭圆柱齿轮	圆柱齿轮
Q_0/(L·min^{-1})	$k=0.05$	14.03	11.37	11.19
	$k=0.10$	16.69	12.25	
	$k=0.15$	25.72	16.18	

由表1可以看出：在同等参数及工况条件下，高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量最大，且随着偏心率的增加，高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量与高阶椭圆柱齿轮、圆柱齿轮的平均理论流量的差值越来越大，即偏心率越大，高阶椭圆锥齿轮泵比另两种齿轮泵的排量更大. 当 $k=0.15$ 时，高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量比圆柱齿轮的平均理论流量提高了约2.3倍，比高阶椭圆柱齿轮的平均理论流量提高了约1.6倍. 因此，高阶椭圆锥齿轮泵特别适宜大排量的应用场合.

对于以上3种转子的齿轮泵，由于圆柱齿轮的瞬时流量变化范围很小，与其他两者相比可以忽略不计. 因此文中主要分析高阶椭圆锥齿轮与高阶椭圆柱齿轮的变量特性. 依据高阶椭圆锥齿轮泵的瞬时流量计算式(17)，结合上述给出的参数及工况条件，得高阶椭圆锥齿轮与高阶椭圆柱齿轮的瞬时流量对比曲线如图10所示.

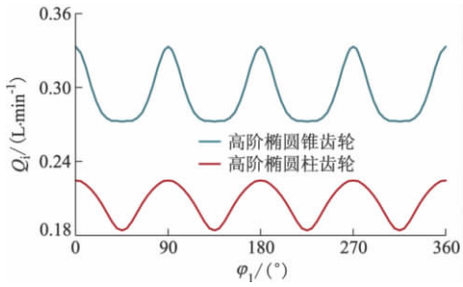


图10 瞬时流量对比曲线

Fig. 10 Contrast curves of instantaneous flow

由图10可以看出：在工况相同的条件下，高阶椭圆锥齿轮与高阶椭圆柱齿轮的瞬时流量的变化趋势是一致的，高阶椭圆锥齿轮的瞬时流量平均值高于高阶椭圆柱齿轮，且高阶椭圆锥齿轮瞬时流量的变量范围也高于高阶椭圆柱齿轮. 因此，高阶椭圆锥齿轮泵适用于变量范围要求较大的场合.

4 结 论

1) 根据齿轮的空间啮合原理，通过分析高阶椭圆锥齿轮工作转子的齿形生成过程及其运动学特

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

性,获得了高阶椭圆锥齿轮泵的工作原理及传动特性,并设计出了其结构模型.

2) 推导出了高阶椭圆锥齿轮泵的平均理论流量、瞬时流量以及流量脉动等公式,并对其流量特性的影响参数进行了分析;通过与同等工况条件下的圆柱齿轮泵和非圆柱齿轮泵的流量特性的对比,获得了高阶椭圆锥齿轮泵在同等条件下排量最大、变量范围最大特点.

3) 高阶椭圆锥齿轮泵特别适宜大排量与大变量范围的应用场合,为非圆锥齿轮的广泛应用及相交轴锥齿轮泵的开发与研究奠定了基础.

参考文献(References)

[1] 丛小青,刘梦仙,乌　骏. 直线 - 共轭内啮合齿轮泵的设计方法[J]. 排灌机械,2008,26(1):33 - 36.
Cong Xiaoqing, Liu Mengxian, Wu Jun. Design method of straight-conjugate internal gear pump [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(1): 33 - 36. (in Chinese)

[2] 林　超,侯玉杰,冉小虎,等. 高阶椭圆锥齿轮传动的运动仿真及干涉检查[J]. 重庆大学学报,2010,33(10):1 - 6.
Lin Chao, Hou Yujie, Ran Xiaohu, et al. Transmission model of higher-order elliptical bevel gearing and motion simulation for interference checking [J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(10): 1 - 6. (in Chinese)

[3] Xia Jiqiang, Liu Yuanyuan, Geng Chunming, et al. Noncircular bevel gear transmission with intersecting axes [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(5): 1 - 6.

[4] 贾巨民,高　波,赵德龙. 基于保测地曲率的非圆锥齿轮传动设计分析方法[J]. 机械工程学报,2008,44(4):54 - 57.
Jia Jumin, Gao Bo, Zhao Delong. Analysis method for noncircular bevel gearing based on geodesic curvature preserving mapping [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(4): 54 - 57. (in Chinese)

[5] Danieli G A, Mundo D. New developments in variable radius gears using constant pressure angle teeth [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2005, 40(2): 203 - 217.

[6] 王维新. 基于四轴联动立式加工中心的非圆齿轮滚齿系统[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2004,25(2):157 - 159.
Wang Weixin. Noncircular gear hobbing system based on four-axis gang manipulative vertical machining center [J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2004, 25(2): 157 - 159. (in Chinese)

[7] Bair B W, Sung M H, Wang J S, et al. Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44(6): 1306 - 1317.

[8] Zhang Rui, Wu Xutang. Design of noncircular gears with discontinuous pitch curve [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 19(4): 594 - 599.

[9] 李特文. 齿轮几何学与应用理论[M]. 叶凌云,译. 上海:上海科学技术出版社,2008:52 - 61.

(责任编辑　陈建华)

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net