

内啮合齿轮泵隔离装置的平衡*

RESEARCH ON BALANCE OF AN INTERNAL GEAR PUMP ISOLATION DEVICE

郭善新^{**1} 余广炽² 关翔锋³

(1. 福建江夏学院 电子信息科学学院, 福州 350108)

(2. 福州大学液压件厂, 福州 350002)

(3. 数字福建智能家居信息采集及处理物联网实验室, 福州 350108)

GUO ShanXin¹ YU GuangChi² GUAN XiangFeng³

(1. College of Electronics and Information Science, Fujian Jiangxia University, Fuzhou 350108, China)

(2. Fuzhou University Hydraulic Component Factory, Fuzhou 350002, China)

(3. Smart Home Information Collection and Processing on Internet of Things Laboratory of Digital Fujian, Fuzhou 350108, China)

摘要 为实现内啮合齿轮泵在较高压力下拥有较高的容积效率,提出了一种带有径向补偿功能的新型高压内啮合齿轮泵隔离装置,装置采用内部扩大高压腔的技术方法。为了使隔离装置获得更好的平衡,根据过渡区的压力分布规律,推导出装置中月牙块在过渡区的液压力、补偿力和支反力的计算公式,建立了平衡约束条件,以扩大过渡区直至仅有二个轮齿齿槽为算例,利用 Fmincon 工具优化箱求得最佳补偿腔对应中心夹角,利用 Matlab 建模仿真得到平衡状态下装置中月牙块的受力变化曲线。对理论排量为 50.8 ml/r 的齿轮泵,在输入压力为 0.3 MPa,输出压力为 21.8 MPa,温度为 50℃±4℃ 条件下进行跑合试验,结果表明,其容积效率可达 94.3%,无明显异常磨损。

关键词 内啮合齿轮泵 隔离装置 径向补偿 月牙 平衡

中图分类号 TH137.51

Abstract In order to achieve a higher volumetric efficiency of an internal gear pump at higher pressures, a new isolation device with a compensating function in the diameter direction was developed. The device used a technical method of expanding high pressure chamber inside the pump. In order to obtain a better balance for the isolation device, according to the pressure distribution law of the transition zone, the calculation formulas of hydraulic pressure, the compensation force and the supporting force of the crescent block in the transition zone of the crescent block were derived, and then the equilibrium constraints of the device were established. The transition zone was enlarged until only two gear teeth. As an example, the fmincon tool was used to obtain the optimum center angle of the compensation cavity, and the force changes curve was obtained by MATLAB simulation. When an internal gear pump with a theoretical displacement of 50.8 ml/r was carried out under the condition of input pressure of 0.3 MPa, output pressure of 21.8 MPa, at 50℃±4℃, and the results show that the volumetric efficiency can reach 94.3%. No abnormal wear was observed.

Key words Internal gear pump; Isolation device; Radial compensation; Crescent; Balance

Corresponding author: GUO ShanXin, E-mail: guosx510@163.com, Tel: +86-591-23531383

The project supported by the Fujian Education Department of China (No.JAT170616), and the Foundation of Fujian Jiangxia University (No.JXZ2019015).

Manuscript received 20190823, in revised form 20190911.

引言

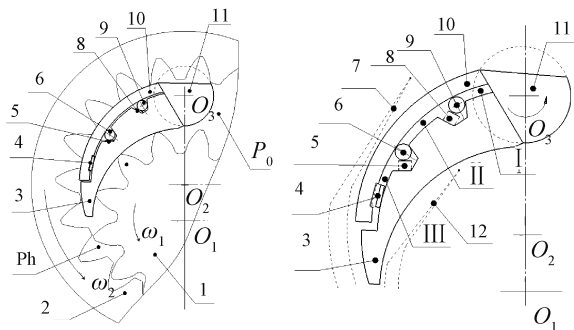
为实现内啮合齿轮泵的输出持续高压,在啮合齿轮副直径方向上的高压侧设置有带间隙可以补偿的

隔离装置,结构原理示意如图 1 所示。外齿轮 1 逆时针旋转,同步啮合带动内齿轮 2 转动,在 1、2 形成的齿顶圆之间设置带有补偿功能的隔离装置,使高压腔形成 p_h 高压力,低压腔形成 p_l 低压力。隔离装置由内月

* 20190823 收到初稿, 20190911 收到修改稿。福建省中青年教育科研项目(JAT170616), 福建江夏学院人才培育项目(JXZ2019015)资助。

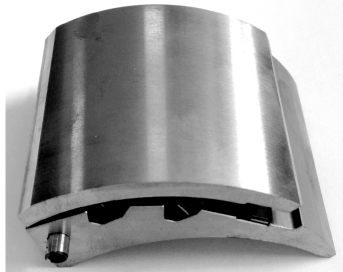
** 郭善新, 男, 1981 年生, 山西朔州人, 硕士, 福建江夏学院高级实验师, 主要从事流体传动的研究。

牙块 3、第三压板弹簧 4、第二压板弹簧 5、第二密封棒 6、第一压板弹簧 8、第一密封棒 9、外月牙块 10、转向销 11 组成。内月牙块 3 的内径与齿轮 1 同心,其外径具有大小两段圆弧台阶都与内齿轮 2 同心,内月牙块 3 的靠低压侧边界与中断削为三角形的转向销 11 一边相抵。外月牙块 10 是内外圆半径都与内齿轮 2 同心的一段圆环,外径与内齿轮 2 的齿顶圆相契,内径与内月牙块 3 的小圆弧段同心,内齿轮 2 的靠低压侧边界也与转向销 11 一边相抵。内月牙块 3 的小圆弧段与外月牙块 10 的内径之间具有一定的预留间隙,呈圆周分布,且在圆周方向上分布分段设置有第三压板弹簧 4、第二压板弹簧 5、第二密封棒 6、第一压板弹簧 8、第一密封棒 9。内外月牙块间隙被密封棒分割为 I、II、III 腔, I 腔与低压区相通, III 腔与高压区相通。



(a) 高压内啮合齿轮泵径向补偿装置结构示意图

(a) Schematic diagram of the structure of the high-pressure internal gear pump in the diameter direction



(b) 高压内啮合齿轮泵径向补偿装置的零件图

(b) Parts diagram of the high-pressure internal gear pump distributed in the diameter direction

图 1 高压内啮合齿轮泵径向补偿装置工作原理图

Fig.1 Working principle diagram of the radial compensation device of high-pressure internal gear pump

由于轮齿齿槽交错分布于过渡区,从低压腔到高压腔,月牙块外表面上分布着在各轮齿段递增和在各齿槽段内相等的压力,依次交错递增^[14]。齿轮运转,各轮齿各齿槽压力随转角而变化,月牙块受到复杂多变的外力。为实现月牙块的平稳,在压力分界线设有调节平衡转向销。为弥补磨损后月牙块与轮齿之间的间隙,月牙块之间形成 III 腔,内月牙块 3 的大圆弧段引入持续高压,通过合理设置 III 腔、内月牙块 3 的大圆弧角度位置,使之始终保持月牙内腔形成的补偿力始终大于或等于月牙表面的液压力^[5-7]。为减小在跑合阶

段月牙块与齿轮的磨损,增加运转其间对应的摩擦面,轮齿间采用了扩大高压腔的技术方式^[8-10]。由于此型结构较为新颖,尚无相关的指导文献^[11-14],鉴于此,本文就月牙块的间隙补偿及调节平衡机制做一探讨,以供设计参考。

1 隔离装置在过渡区的压力分布规律

为表达清楚,在周向上展开齿轮和月牙表面如图 2a 所示。 U 点为月牙表面高压边界点, W 点为月牙表面低压边界点, UW 段为月牙外表面的过渡区,高压腔由 U 点增扩至 V 点, V 至 W 对应分布着 n 个轮齿和齿槽。一个齿槽在齿顶圆的分布对应圆心夹角为 θ' ,一个轮齿在齿顶圆的分布对应圆心夹角为 θ'' ,月牙上任一点到 W 点所对应圆心夹角之和为 ζ ,第 i 个齿槽的压力分布为 $p_{槽i}$,第 i 个轮齿的压力分布为 $p_{隙i}$,扩大压力腔的压力分布为 p_{UV} 。则月牙外表面的压力分布为

$$\begin{cases} p_{隙i} = p_o + \frac{\zeta - (i-1)\theta'}{n\theta''}(p_h - p_o) & (0 \leq \zeta \leq \theta_{wv}) \\ p_{槽i} = p_o + \frac{i}{n}(p_h - p_o) & (0 \leq \zeta \leq \theta_{wv}) \\ p_{UV} = p_h & \theta_{wv} \leq \zeta \leq \theta_{wu} \end{cases} \quad (1)$$

以齿槽的起点 R 为始点,旋转一个齿槽的过程中,如图 2b 所示,旋转角为 θ ($0 < \theta < \theta'$)。 V 至 W 对应分布着 n 个轮齿缝隙, $n-1$ 个完整的齿槽及两端分布两个不完整齿槽,月牙外表面的压力分布为

$$\begin{cases} p_{隙1i} = p_o + \frac{\zeta - \theta - (i-1)\theta'}{n\theta''}(p_h - p_o) & 0 \leq \zeta \leq \theta_{wv} \\ p_{槽0} = p_o & 0 \leq \zeta \leq \theta \\ p_{槽1i} = p_o + \frac{i}{n}(p_h - p_o) & \theta \leq \zeta \leq \theta_{wv} \\ p_{槽n} = p_h & \theta \leq \zeta \leq \theta_{wv} \\ p_{UV} = p_h & \theta_{wv} \leq \zeta \leq \theta_{wu} \end{cases} \quad (2)$$

接着以轮齿的起点 S 为始点,旋转一个轮齿的过程中,如图 2c 所示,旋转角为 θ ($\theta' < \theta < \theta' + \theta''$)。 V 至 W 对应分布着 n 个完整的齿槽, $n-1$ 个完整轮齿及两端分布两个不完整轮齿,月牙外表面的压力分布为

$$\begin{cases} p_{隙2i} = p_o + \frac{\zeta - \theta - i\theta'}{n\theta''}(p_h - p_o) & 0 \leq \zeta \leq \theta_{wv} \\ p_{槽2i} = \frac{(i-1)\theta' + \theta - \theta''}{n\theta''}(p_h - p_o) & 0 \leq \zeta \leq \theta_{wv} \\ p_{UV} = p_h & \theta_{wv} \leq \zeta \leq \theta_{wu} \end{cases} \quad (3)$$

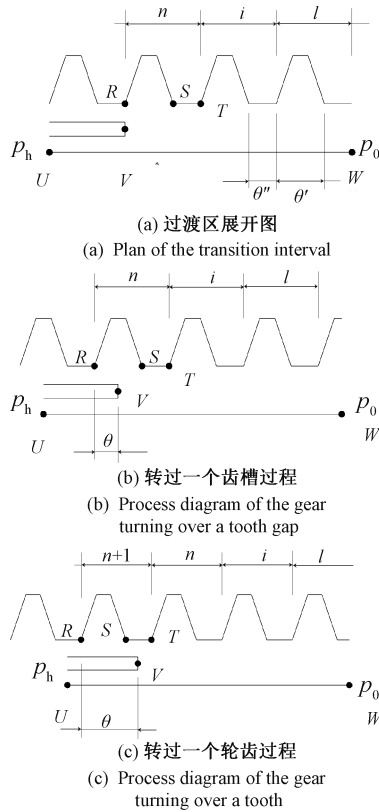


图2 隔离装置在过渡区的压力分布
Fig.2 Pressure distribution of the isolation device in the transition zone

2 隔离装置的受力分析

2.1 过渡区液压推力

以外月牙块为研究对象,在内齿轮以 O_2 为圆心旋转一个齿槽的过程中,旋转角为 $\alpha (0 < \alpha < \theta_2')$,月牙外表面的分布压力为 F_{wd} ,是扩大腔压力 F_{GH} 与过渡区压力 F_{FG} 之和,在 X, Y 方向

$$F_{wdx} = F_{FG} + F_{GH} = r_{o2} b \left[\sum_{i=1}^{n_2} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{隙}2i} \cos \alpha d\alpha + \sum_{i=1}^{n_2-1} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{槽}2i} \cos \alpha d\alpha + \int_{\alpha_0 + \alpha_6}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4} p_h \cos \alpha d\alpha \right] \quad (4)$$

$$F_{wdy} = F_{FG} + F_{GH} = r_{o2} b \left[\sum_{i=1}^{n_2} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{隙}2i} \sin \alpha d\alpha + \sum_{i=1}^{n_2-1} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{槽}2i} \sin \alpha d\alpha + \int_{\alpha_0 + \alpha_6}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4} p_h \sin \alpha d\alpha \right] \quad (5)$$

以内月牙块为研究对象,在外齿轮以 O_1 为圆心旋转一个齿槽的过程中,旋转角为 $\beta (0 < \beta < \theta_1')$,月牙外表面的分布压力为 F_{nd} ,是扩大腔压力 F_{BA} 与过渡区压

力 F_{CB} 之和,在 X, Y 方向为

$$F_{ndx} = F_{CB} + F_{BA} = r_{o1} b \left[\sum_{i=1}^{n_1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{隙}1i} \cos \beta d\beta + \sum_{i=1}^{n_1-1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{槽}1i} \cos \beta d\beta + \int_{\beta_0 + \beta_1}^{\beta_0 + \beta_1 + \beta_2} p_h \cos \beta d\beta \right] \quad (6)$$

$$F_{ndy} = F_{CB} + F_{BA} = r_{o1} b \left[\sum_{i=1}^{n_1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{隙}1i} \sin \beta d\beta + \sum_{i=1}^{n_1-1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{槽}1i} \sin \beta d\beta + \int_{\beta_0 + \beta_1}^{\beta_0 + \beta_1 + \beta_2} p_h \sin \beta d\beta \right] \quad (7)$$

在内齿轮继续以 O_2 为圆心旋转一个轮齿的过程中,旋转角为 $\alpha (\theta_2' < \alpha < \theta_2' + \theta_2'')$,外月牙块的外表面的分布压力为 F_{wd} ,由扩大腔压力 F_{GH} 与过渡区压力 F_{FG} 组成,在 X, Y 方向

$$F_{wdx} = F_{FG} + F_{GH} = r_{o2} b \left[\sum_{i=1}^{n_2} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{隙}2i} \cos \alpha d\alpha + \sum_{i=1}^{n_2-1} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{槽}2i} \cos \alpha d\alpha + \int_{\alpha_0 + \alpha_6}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4} p_h \cos \alpha d\alpha \right] \quad (8)$$

$$F_{wdy} = F_{FG} + F_{GH} = r_{o2} b \left[\sum_{i=1}^{n_2} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{隙}2i} \sin \alpha d\alpha + \sum_{i=1}^{n_2-1} \int_{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + (i-1)(\theta_2' + \theta_2'')}^{\alpha_0 + \theta_2 + \theta_2'' + i(\theta_2' + \theta_2'')} p_{\text{槽}2i} \sin \alpha d\alpha + \int_{\alpha_0 + \alpha_6}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4} p_h \sin \alpha d\alpha \right] \quad (9)$$

在外齿轮继续以 O_1 为圆心旋转一个轮齿的过程中,旋转角为 $\beta (\theta_1' < \beta < \theta_1' + \theta_1'')$,内月牙块的外表面的分布压力为 F_{nd} ,由扩大腔压力 F_{BA} 与过渡区压力 F_{CB} 组成,在 X, Y 方向

$$F_{ndx} = F_{CB} + F_{BA} = r_{o1} b \left[\sum_{i=1}^{n_1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{隙}2i} \cos \beta d\beta + \sum_{i=1}^{n_1-1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{槽}2i} \cos \beta d\beta + \int_{\beta_0 + \beta_1}^{\beta_0 + \beta_1 + \beta_2} p_h \cos \beta d\beta \right] \quad (10)$$

$$F_{ndy} = F_{CB} + F_{BA} = r_{o1} b \left[\sum_{i=1}^{n_1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{隙}2i} \sin \beta d\beta + \sum_{i=1}^{n_1-1} \int_{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + (i-1)(\theta_1' + \theta_1'')}^{\beta_0 + \theta_1 + \theta_1'' + i(\theta_1' + \theta_1'')} p_{\text{槽}2i} \sin \beta d\beta + \int_{\beta_0 + \beta_1}^{\beta_0 + \beta_1 + \beta_2} p_h \sin \beta d\beta \right] \quad (11)$$

2.2 液压力

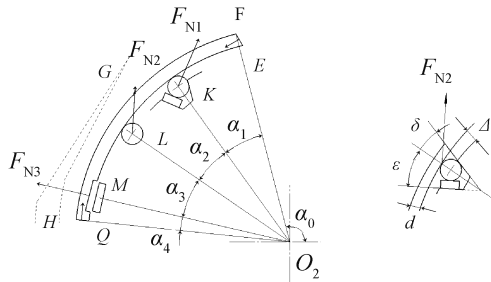
由图 3 知,外月牙块在 HQ 段所受的液压力为 F_{HQ}

$$F_{HQx} = p_h d \cos(\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) \quad (12)$$

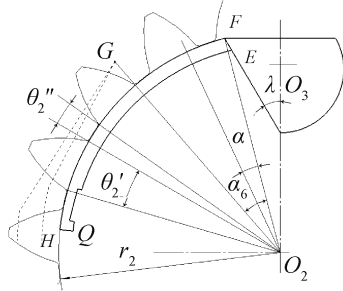
$$F_{HQy} = p_h d \sin(\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) \quad (13)$$

由图 4 知,内月牙在 JA 段所受的液压力为 F_{JA}

$$\begin{cases} \overline{JA} = r_{o2} - \overline{O_2A} \\ \overline{O_2A} = \sqrt{e^2 + r_{o1}^2 - 2er_{o1}\cos(\beta_1 + \beta_2)} \\ F_{JAx} = p_h \overline{JA} b \cos(\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) - \\ p_h (d + \Delta) b \cos(\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) \end{cases} \quad (14)$$



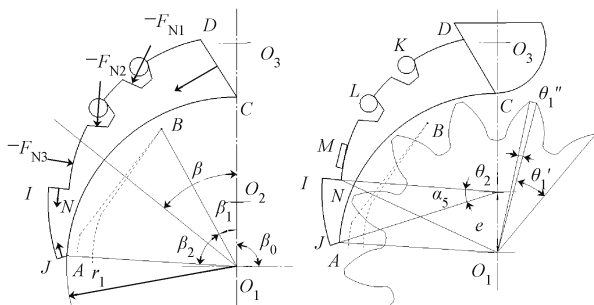
(a) 外月牙受力示意图
(a) Schematic diagram of the force of the outer ring of the spacer



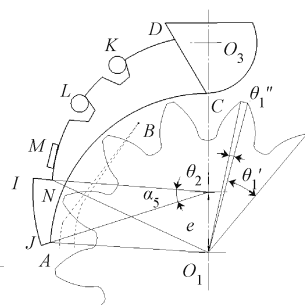
(b) 外月牙结构示意图
(b) Schematic diagram of the outer ring of the isolation plate

图 3 隔离装置的外月牙结构及受力示意图

Fig.3 Schematic diagram of the outer crescent structure and force diagram in the isolation device of the inner ring of the spacer



(a) 内月牙受力示意图
(a) Schematic diagram of the force of the inner ring of the spacer



(b) 内月牙结构示意图
(b) Schematic diagram of the inner ring of the spacer

图 4 隔离装置的内月牙结构及受力示意图

Fig.4 The isolation device contains the internal crescent structure and the force diagram

$$\begin{aligned} F_{JAy} &= p_h \overline{JA} b \sin(\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) - \\ & p_h (d + \Delta) b \sin(\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) \end{aligned} \quad (15)$$

2.3 弹簧力

由图 3、图 4,内外月牙块之间所受的弹簧力为矩形压簧弹力 F_{N1} 、第一挡板的弹簧力为 F_{N2} 、第二挡板的弹簧力为 F_{N3} 之和,其中外月牙块的弹簧力为 F_{wh} , 则

$$\begin{aligned} F_{whx} &= F_{(N1)x} + F_{(N2)x} + F_{(N3)x} = F_{N1} \cos(a_0 + a_1 + \\ & a_2 + a_3) + F_{N2} \cos(a_0 + a_1 + a_2 + e) + \\ & F_{N3} \cos(a_0 + a_1 + e) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} F_{why} &= F_{(N1)y} + F_{(N2)y} + F_{(N3)y} = \\ & F_{N1} \sin(a_0 + a_1 + a_2 + a_3) + F_{N2} \sin \\ & (a_0 + a_1 + a_2 + e) + F_{N3} \sin(a_0 + a_1 + e) \end{aligned} \quad (17)$$

由力的平衡,内月牙块的弹簧力为 F_{nh} , 则

$$F_{nhx} = -F_{whx}, F_{nhy} = -F_{why} \quad (18)$$

2.4 止推力

如图 3、图 4 所示,外、内月牙块受到转向销的止推力为 F_{EF} 、 F_{CD} , 止推力方向与 Y 轴夹角为 λ , 则止推力的 X 、 Y 分解为

$$F_{EFx} = F_{EF} \sin \lambda, F_{EFy} = F_{EF} \cos \lambda \quad (19)$$

$$F_{CDx} = F_{CD} \sin \lambda, F_{CDy} = F_{CD} \cos \lambda \quad (20)$$

2.5 外、内月牙块液压合力

由 2.1~2.4 知,外、内月牙块所受液压合力分别为 F_w 、 F_n , 则

$$F_w = F_{w外渡} + F_{w外液} + F_{w外簧} + F_{EF} \quad (21)$$

$$F_n = F_{n内渡} + F_{n内液} + F_{n内簧} + F_{CD} \quad (22)$$

转过一个齿槽和一个轮齿的过程内,内、外月牙块

合力的平均值为 $\overline{F_w} = \sqrt{\overline{F_{wx}^2} + \overline{F_{wy}^2}}$, $\overline{F_n} = \sqrt{\overline{F_{nx}^2} + \overline{F_{ny}^2}}$ 。

3 设计计算

3.1 建立设计模型

径向补偿装置的设计关键在于内外月牙块的磨损间隙补偿和保持齿轮运行时的动态平衡。为此,需要引入补偿力,能实时抵消内外月牙块的液压合力。外月牙形成的补偿腔大小为 LQ 段所对应的圆心角 α' ($\alpha' = \alpha_3 + \alpha_4$), 内月牙形成的补偿腔大小为 LQ 段与大圆弧段所对应的圆心角 α' , α_5 。补偿腔引入持续高压 p_h , 内、外月牙块补偿力分别为 F_{wb} 、 F_{nb} , 则

$$F_{wb} = \int_{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha'} p_h (r_{o2} - d) b d\alpha \quad (23)$$

$$\begin{aligned} F_{nb} &= \int_{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha'} p_h (r_{o2} - d) b d\alpha + \int_{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha'}^{\alpha_0 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha' + \alpha_5} p_h r_{o2} b d\alpha \\ & \quad (24) \end{aligned}$$

圆心角 α' , α_5 不能设计太大,若太大则补偿力大

于所受液压合力 ($F_{wb} \gg \overline{F_w}, F_{nb} \gg \overline{F_n}$), 月牙块挤压齿顶圆, 破坏了齿顶与月牙间隙, 致契合表面没有润滑性, 严重时产生灼伤“抱死”的现象; 圆心角 α', α_5 也不能设计太小, 若太小补偿力小于所受液压合力 ($F_{wb} \ll \overline{F_w}, F_{nb} \ll \overline{F_n}$), 起不到弥补间隙的作用, 致使契合表面磨损, 内漏增大、容积效率下降。故需设计合适的圆心角。由此, 建立目标函数: $f(\alpha') = F_{wb} - \overline{F_w}$, $f(\alpha', \alpha_5) = F_{nb} - \overline{F_n}$ 。同时令 $\alpha_6 = \frac{3\pi}{2} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha' - \alpha_5$, 隔离装置平衡设计需满足如下条件

$$\begin{cases} \min z_1 = f(\alpha') \\ \min z_2 = f(\alpha', \alpha_5) \\ \text{s.t. } \overline{F_w} \geq 0, \overline{F_n} \geq 0 \\ 0 < \alpha' \leq \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 \\ 0 < \beta \leq \frac{\pi}{2} + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha' + \alpha_5 - \\ \sin^{-1}\left(\frac{e}{r_{ol}} \sin(\alpha_6)\right) \end{cases} \quad (25)$$

3.2 建立调节平衡转向销的平衡条件

满足上述条件, 可求得对应圆心角 α', α_5 。在齿轮旋转一个齿槽和一个轮齿的周期内, 对应转向销的平均推力为 $-\overline{F_{EF}}, -\overline{F_{CD}}$, 外、内月牙块的止推力 F_{EF}, F_{CD} 到转向销圆心 O_3 的距离分别为 w, u 。由旋转销的平衡条件, 如图 5 所示

$$\begin{cases} \sum M_{O_3} = -F_{EF}w + F_{CD}u = 0 \\ F_{O_3} = F_{EF} + F_{CD} \end{cases} \quad (26)$$

求出转向销的圆心满足分布位置 w, u 。

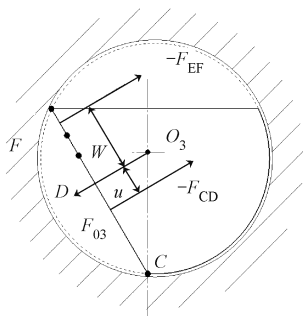


图5 转向销的转矩平衡

Fig.5 Torque balance diagram of the steering pin

4 试验研究

试验采用福州大学液压件厂研制的 NBYF2 系列内啮合齿轮泵为研究对象, 理论排量为 50.8 ml/r, 额定压力为 21.5 MPa。设计参数为齿轮模数 $m=3$, 齿数 $z_1=13, z_2=19$, 压力角为 20° , 外齿轮变位系数为

0.432, 内齿轮变位系数为 0.553, 齿顶高 1 mm, 顶隙 0.25 mm, 齿宽厚度 $b=20.5$ mm, 内外齿轮中心距 $e=9.253$ mm, 外齿轮齿槽在齿顶圆对应圆心角 $\theta_1'=25^\circ$, 外齿轮轮齿在齿顶圆对应圆心角 $\theta_1''=2.7^\circ$, 内齿轮齿槽在齿顶圆对应圆心角 $\theta_2'=13.8^\circ$, 内齿轮轮齿在齿顶圆对应圆心角 $\theta_2''=5.1^\circ$, 外、内月牙低压边界角为 $\alpha_0=104.6^\circ, \beta_0=90^\circ$, 弹簧夹角为 $\alpha_1=\alpha_2, \alpha_3=\alpha_4$, 外月牙圆弧夹角 $2\alpha_1+\alpha'=69.5^\circ$, 内月牙弧长夹角为 $\beta_1+\beta_2=83.9^\circ$, 采用扩大高压腔技术后, $\alpha_6=36.5^\circ, \beta_2=28.5^\circ$ 。外月牙厚度 $d=2.5$ mm, 内外月牙块间隙 $\Delta=0.4$ mm, 外、内齿轮齿顶圆半径 $r_{o2}=27.15$ mm, $r_{o1}=23.8$ mm, 第一挡板弹簧安装角度为 $\varepsilon=30.9^\circ, \delta=18.4^\circ, F_{N1}=216$ N; 第二挡板弹簧的安装角度与第一挡板弹簧的相同, $F_{N2}=254$ N; 矩形压簧的 $F_{N3}=147$ N; 转向销贴合月牙块的夹角为 $\lambda=30.5^\circ$ 。因在高压下弹簧对月牙块的外力很小, 故在计算补偿腔的夹角范围时可以忽略弹簧力, 采用优化工具箱 fmincon 求解上述规划, 求得补偿腔圆心夹角 $\alpha'=47.1^\circ, \alpha_5=22.3^\circ$ 。采用 Matlab 绘制 F_w, F_n, F_{wb}, F_{nb} 的大小随齿轮转角 θ 的变化曲线如图 6、图 7 所示。计算止推力 $\overline{F_{EF}}=830.9$ N、 $\overline{F_{CD}}=1919.3$ N, 根据调节平衡转向销的平衡条件, 得圆心设计规律 $w=4.92, u=2.13$ 。图中可见, 内、外月牙块在过渡区的压力随转角呈断续的线性周期性变化, 转过一个齿槽过程中过渡压力逐渐增大, 然后突变, 在转过一个轮齿的过程中以另一个斜率的直线变化, 补偿力接近但小于过渡压力, 液压和弹簧压力远小于各过渡区压力和补偿力。

为避免齿轮旋转时齿槽与轮齿切换过程带来的压力突变, 在侧板上开设有压力缓冲油槽。在采用 LHM46 液压油, 入口压力为 0.3 MPa, 出口压力为 21.8 MPa, 试验油温为 $50^\circ\text{C} \pm 4^\circ\text{C}$, 额定转速为 1800 r/min 的环境条件下, 通过《JB/T 7041-2006-液压齿轮泵》进行跑合和型式试验, 其容积效率可达 94.3%, 内外月牙的表面均无明显异常磨损痕迹。

5 结 论

根据上述对一种带有径向补偿功能的新型高压内啮合齿轮泵隔离装置平衡的研究, 可以得出如下结论:

1) 提出一种扩大高压腔的径向补偿装置, 内啮合齿轮泵正常运转时, 该装置能在内腔保持动态平衡, 起到隔离高低压的作用, 当内、外月牙磨损后, 补偿力可以推动液压力实现弥补磨损量;

2) 在过渡区内, 外月牙块受到周期变化的液压力、止推力, 合理设计转向销的圆心, 实现内、外月牙块在周期内的动态平衡;

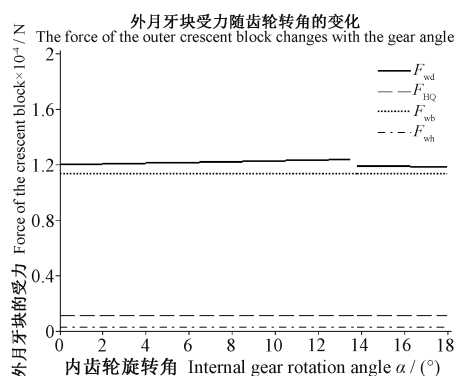


图 6 外月牙受力变化

Fig.6 Force variation curve of the outer ring of the isolation plate

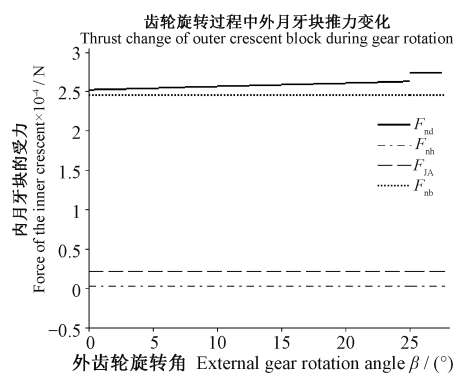


图 7 内月牙受力变化

Fig.7 Force variation curve of the inner ring of the spacer

3) 在试验工况下, 扩大到仅有两个轮齿齿槽为密封时, 压力腔补偿角度为 $\alpha' = 47.1^\circ$, $\alpha_5 = 22.3^\circ$ 。

参考文献 (References)

- [1] 安 蕾, 程小慷. 一种多级内啮合航空齿轮泵设计与仿真[J]. 流体机械, 2016(1): 49-53.
AN Lei, CHEN XiaoKang. Design and simulation of aeroengine multi internal gear pump [J]. Fluid Machinery, 2016 (1): 49-53 (In Chinese).
- [2] 罗 骥, 袁子荣, 吴盛林. 水液压内啮合齿轮泵的设计与研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(11): 19-21.
LUO Ji, YUAN ZiRong, WU ShengLin. Design and research of water hydraulic internal gear pump [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(11): 19-21 (In Chinese).
- [3] 刘迎圆, 朱祖超. 高压内啮合齿轮泵的三维 CFD 数值计算与试验研究[J]. 流体机械, 2016, 44(12): 5-10.
LIU YingYuan, ZHU ZuChao. 3D numerical and experimental studies on hydraulic performances of an internal gear pump with a high-pressure [J]. Fluid Machinery, 2016, 44(12): 5-10 (In Chinese).
- [4] 吕程辉, 杜睿龙, 谢安桓, 等. 内啮合齿轮泵流场的数值模拟[J]. 液压与气动, 2015(7): 107-110.
LV ChengHui, DU RuiLong, XIE AnHuan, et al. Numerical simulation of internal gear pump flow field [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(7): 107-110 (In Chinese).

- [5] 洪先雷, 江鸳鹂, 安 琦. 内啮合齿轮泵月牙板与齿面间的润滑性能[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2015(6): 852-856.
HONG XianLei, JIANG YuanYuan, AN Qi. Lubrication performance in the gap between crescent and tooth surface of internal gear pump [J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2015(6): 852-856 (In Chinese).
- [6] 李云鹏, 李 峰, 魏 伟, 等. 某熔融泵齿轮转子断裂失效分析与研究[J]. 机械强度, 2018, 40(4): 971-977.
LI YunPeng, LI Feng, WEI Wei, et al. Analysis and research on the fracture failure of a melt-pump gear rotor [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(4): 971-977 (In Chinese).
- [7] 王乐勤, 苗天丞, 张菲茜. 高压渐开线内啮合齿轮泵轴向泄漏分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013(11): 928-932.
WANG LeQin, MIAO TianCheng, ZHANG FeiXi. Analysis of axial leakage in high pressure involute internal gear pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013(11): 928-932 (In Chinese).
- [8] 高铭良, 崔建昆, 黄冬平, 等. 直线共轭内啮合齿轮传动重合度的计算分析[J]. 流体机械, 2017, 45(2): 28-31.
GAO MingLiang, CUI JianKun, HUANG DongPing, et al. The calculation analysis of contact ratio for straight conjugate internal gear transmission [J]. Fluid Machinery, 2017, 45(2): 28-31 (In Chinese).
- [9] 王海鹰, 杨永敏, 单亚杰. 航空发动机燃油系统温升特性研究[J]. 制造业自动化, 2017, 39(7): 92-95.
WANG HaiYing, YANG YongMin, SHAN YaJie. Investigation on fuel temperature rise characteristics of an aero-engine [J]. Manufacturing Automation, 2017, 39(7): 92-95 (In Chinese).
- [10] 杜睿龙, 喻 峰, 周 华, 等. 内啮合齿轮泵内齿轮的径向微振动的研究[J]. 液压与气动, 2015(6): 29-34.
DU RuiLong, YU Feng, ZHOU Hua, et al. Radical micro-motion of ring gear in internal gear pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(6): 29-34 (In Chinese).
- [11] 刘 坚. 基于 SDP 图像特征和 ANNC 的液压泵故障诊断[J]. 机械强度, 2018, 40(6): 1303-1308.
LIU Jian. Analysis and research on the fracture failure of a melt-pump gear rotor [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(6): 1303-1308 (In Chinese).
- [12] 张建卓, 李康康. 内啮合齿轮泵内齿轮静压支撑研究[J]. 中国机械工程, 2011(13): 1532-1537.
ZHANG JianZhuo, Li KangKang. Study on hydrostatic support of inner gear in inner mesh gear pumps [J]. China Mechanical Engineering, 2011(13): 1532-1537 (In Chinese).
- [13] 祖海英, 耿春丽, 李大奇, 等. 基于 Fe-safe 螺杆泵定子橡胶疲劳裂纹形成寿命预测[J]. 机械强度, 2018, 40(1): 195-199.
ZU HaiYing, GENG ChunLi, LI DaQi, et al. Fault diagnosis of hydraulic pump based on sdp Image feature and anng [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(1): 195-199 (In Chinese).
- [14] 黄冬平, 崔建昆, 王仲伟. 基于 Fluent 的内啮合齿轮泵分离式月牙板受力分析[J]. 流体机械, 2017, 45(6): 49-52.
HUANG DongPing, CUI JianKun, WANG ZhongWei. Fluent-based force analysis for separate crescent in a internal gear pump [J]. Fluid Machinery, 2017, 45(6): 49-52 (In Chinese).