

齿轮泵圆形卸荷槽下的困油压力分析

李玉龙

(成都大学 工业制造学院,成都 610106)

摘要 计算齿轮泵圆形卸荷槽下的卸荷面积和对应的困油压力。以困油的膨胀过程为例,首先通过啮合点位置和圆形槽圆形轮廓与从动轮齿廓和主动轮槽廓的交点位置计算,给出卸荷面积的精确计算方法,其结果由虚拟的测量数据验证;其次由流体体积弹性模量定义所构建的困油模型,对圆形、矩形两卸荷槽下的困油压力分别进行仿真运算,结果则被相关文献提供的试验结果所验证。结果表明:卸荷面积的计算结果与虚拟测量结果非常吻合;困油压力峰值的仿真结果与现有试验结果也非常吻合。当泵采用小侧隙大卸荷槽间距时,应多采用矩形槽,以提供更大的卸荷面积;当泵采用大侧隙小卸荷槽间距时,应当多采用圆形槽,以降低加工维修成本。

关键词 齿轮泵;圆形卸荷槽;卸荷面积;困油压力;困油模型

中图分类号 TH 325; TH 137.3 **文章编号** 1007-4333(2014)04-0155-06

文献标志码 A

Trapped-oil pressure analysis of gear pump with arc unloading groove

LI Yu-long

(Industrial Manufacturing College, Chengdu University, Chengdu 610106, China)

Abstract The object of this research is to calculate the unloading area and evaluate the trapped-oil pressure of gear pump with arc unloading groove. With the expansion process of trapped-oil as an example, the accurate calculation method of unloading area was derived from the computation of gearing point of driving space curve and driven tooth curve, the calculation results were verified by the virtual measurement. The trapped-oil pressures of arc and rectangle unloading groove were simulated by the model derived from the definition of fluid bulk modulus. The simulation results were verified by the experimental data provided by literature cited. Results showed that the calculation result of unloading area greatly corresponded with virtual measurement data, and the simulation result of trapped-oil pressure peak also accorded with experimental data. Basing on the study, the important conclusions are drawn that rectangular unloading groove is preferred to provide larger unloading area when the pump with small backlash gap and large unloading groove space. On the contrast, the arc unloading groove is preferred to reduce processing cost and maintenance cost in the case that pump is with large backlash gap and small unloading groove space.

Key words gear pump; arc unloading groove; unloading area; trapped-oil pressure; trapped-oil model

外啮合齿轮泵是一种泵送油液的液压元件,应用非常广泛^[1],但由其结构所引起的困油危害也相当严重,阻碍了泵高速化的进一步发展^[2]。卸荷槽和侧隙的组合卸荷是困油缓解的常规作法,且功效如何取决于困油现象的缓解评估^[3-6]。近几十年来,矩形卸荷槽(简称矩形槽)和圆形卸荷槽(简称圆形槽)仍是最常见的2种缓解型式^[1],在同等条件下,

虽然矩形槽比圆形槽能提供更大的卸荷面积^[7],但存在着制造上无法确保双卸荷槽间距的精度,以及维修时卸荷间距变大,从而影响卸荷效果的问题^[8];而圆形槽则不存在此类问题,采用圆形槽既方便加工(小型钻床即可),又能降低制造成本^[9]。由于矩形槽在卸荷面积的计算方面相对简单,因此,在目前相关的困油研究中,主要局限于以矩形槽为例,并在

收稿日期:2013-11-11

基金项目:成都大学人才引进资助项目(20804)

第一作者:李玉龙,教授,博士,主要从事齿轮泵理论及现代设计方法研究,E-mail:leo-world@163.com

此计算的基础上对困油缓解效果进行了大量的仿真评估^[1-2,4]和试验验证^[10]及卸荷新方法研究^[11]等;至于圆形槽下的困油研究及卸荷面积的精确计算,尚未见相关文献报道。为此,本研究将就圆形槽下卸荷面积的精确计算作进一步分析,并就圆形、矩形槽下的困油压力进行仿真比较。

1 卸荷面积的计算公式

文献[1]对外啮合齿轮泵的小侧隙困油过程进行了定义和分析,从中截取偏向齿轮 o_1 的困油膨胀过程(图1),点 o_1 、 o_2 为主、从动齿轮的圆心,图1(a)表示具有最小困油面积的位置,此时卸荷槽不起作用,并将此时的啮合点 n 定义为点 7;图1(c)表示具有最大困油面积的位置,此时也具有最大的卸荷面积,并将此时的啮合点 n 定义为点 8。因此,由图1(a)变化到图1(c)的过程,即为啮合点 n 沿着理论啮合线 oo' 由点 7 变化到点 8 的过程,点 o 、 o' 分别为啮合线与主、从动齿轮基圆的交点。设啮合点 n 与点 7 之间在理论啮合线上的长度为 s , m , 且以 s 作为啮合位置的变量,它与转角 θ 存在着 $s = r_b\theta$ 的关系^[1],其中 r_b 表示基圆半径, m 。

图1(b)表示最小困油容积与最大困油容积之间的某一困油位置,圆形槽的轮廓线与 o_1 槽廓和 o_2 齿廓分别交于点 v_1 和点 v_2 ,随着啮合点 n 由点 7 向点 8 移动时, v_1 在 o_1 槽廓上有可能先后经历渐开线

段 $n2$, 过渡曲线段 23, 根圆弧段 35, 过渡曲线段 56 和渐开线段 6h, 其中, 点 2、6 表示 o_1 上的过渡曲线段与渐开线段的交点, 点 3、5 表示过渡曲线段与根圆弧段的交点, h 为侧隙点; 另外, v_2 则将有可能分别经历 o_2 轮廓上的渐开线段 $n1$ 、顶圆弧段 14、渐开线段 4h, 其中, 点 1、4 表示齿轮 o_2 齿廓的 2 个齿顶点。

在图1(a)中, 圆形槽的设置原则一是要通过点 7 或者位于点 7 远离中心连线 o_1o_2 的外侧, 二是与齿根圆相切。设点 7 在连线 po_g 上的垂足为点 9, 其中, p 为节点, o_g 为圆形槽的圆心。在图1(a)所示的直角三角形 $\triangle o_1po_g$ 、 $\triangle 79p$ 和 $\triangle 79o_g$ 中, 由式(1)所示的几何关系, 可求出 b_g 和 r_g 关于 b_v 的值, 其中, r_g 为圆形槽的半径, m ; b_g 为圆形槽圆心 o_g 到 o_1o_2 中心线的距离, m ; b_v 为圆形槽轮廓线在啮合线上的交点到中心连线 o_1o_2 的距离, m , 简称为实际槽间距, 其最小值为 $b_{vs} = 0.25p_b \cos \alpha_n$, b_{vs} 简称为小侧隙时的理论槽间距; 大侧隙时, 其最小值为 $b_{ve} = 0.5p_b \cos \alpha_n$, b_{ve} 简称为大侧隙时的理论槽间距; p_b 为基节; r_{g1} 、 r_{g2} 为圆心 o_g 到点 o_1 、 o_2 的距离, θ_{g1} 、 θ_{g2} 为 r_{g1} 、 r_{g2} 与中心线 o_1o_2 的夹角。

$$\left. \begin{aligned} (r_f + r_g)^2 &= r_j^2 + b_g^2 \\ r_g^2 &= (b_v \tan \alpha_n)^2 + (b_g - b_v)^2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: r_f 和 r_j 为根圆半径和节圆半径, m ; α_n 为啮合角, rad。

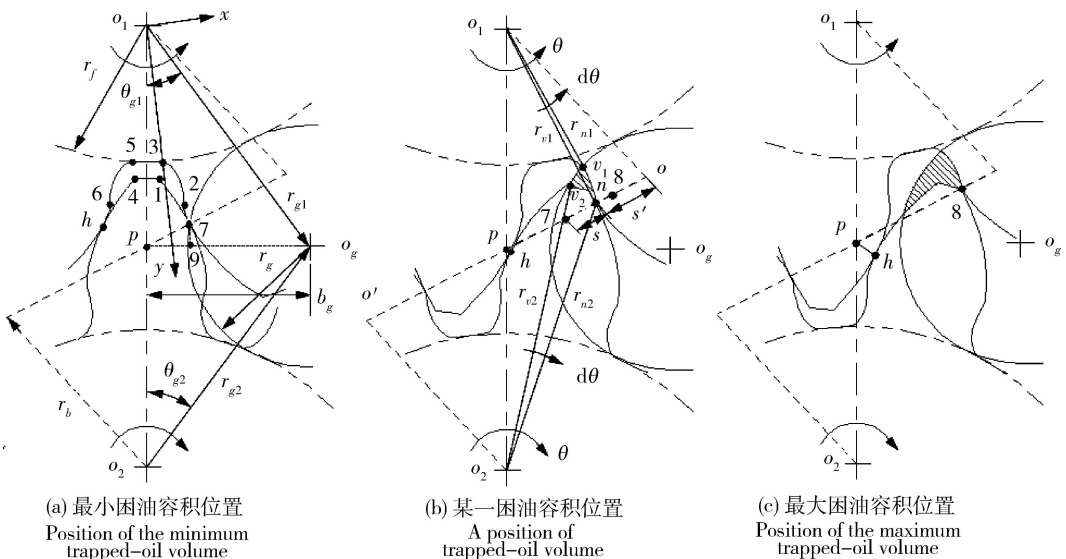


图1 卸荷面积由最小困油容积位置到最大困油容积位置的变化

Fig.1 Change process of unloading area from the position of the minimum trapped-oil volume to the position of the maximum trapped-oil volume

在某一位置 s 或转角 θ 下的微小时间 dt 内, 设齿轮 o_1 、 o_2 转过的角度为 $d\theta$, rad。此时, 围成卸荷面积 s_v (图 1(b) 的剖面线部分) 的轮廓线在点 n 和点 v_1 、 v_2 之间的齿面所扫过的微面积 ds_v , 等于直线段 o_1n 、 o_2n 、 o_1v_1 、 o_2v_2 所扫过微面积的代数和, 即

$$ds_v = 0.5(r_{n1}^2 + r_{n2}^2 - r_{v1}^2 - r_{v2}^2)d\theta \quad (2)$$

式中: r_{n1} 、 r_{n2} 表示啮合点 n 到 o_1 、 o_2 的距离, m; r_{v1} 、 r_{v2} 表示交点 v_1 、 v_2 到 o_1 、 o_2 的距离, m。

2 距离和夹角的计算

2.1 点 n 到圆心的距离和夹角

在直角三角形 $\triangle o_1on$ 中 (图 1(b)), 存在

$$\left. \begin{aligned} r_{n1} &= \sqrt{r_b^2 + (0.5L - 0.25p_b - r_b\theta)^2} \\ \theta_1 &= \alpha_n - \arccos(r_b/r_{n1}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: L 为理论啮合线 oo' 的长度, m; θ_1 为 r_{n1} 与 o_1o_2 中心线的夹角, rad。在直角三角形 $\triangle o_2o'n$ 中, 存在

$$\left. \begin{aligned} r_{n2} &= \sqrt{r_b^2 + (0.5L + 0.25p_b + r_b\theta)^2} \\ \theta_1 &= \arccos(r_b/r_{n2}) - \alpha_n \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中 θ_2 为 r_{n2} 与 o_1o_2 中心线的夹角, rad。

2.2 点 v_2 到圆心的距离和夹角

在某一困油位置 (图 1(b)), 当点 v_2 位于渐开线段 $n1$ 上时, 在三角形 $\triangle 1o_2o_g$ 中, 由不等式 (5)

$$l_{1o_g} = \sqrt{r_a^2 + r_{g2}^2 - 2r_ar_{g2}\cos(\theta_{g2} - \theta - \varphi_1/2)} \geq r_g \quad (5)$$

得出, 在 $\triangle v_2o_2o_g$ 中存在

$$\left. \begin{aligned} r_g^2 &= r_{g2}^2 + r_{v2}^2 - 2r_{g2}r_{v2}\cos(\theta_{g2} - \theta_{v2}) \\ \theta_{v2} &= \theta_2 - (\varphi_{n2} - \varphi_{v2})/2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式 (5) 中: l_{1o_g} 为点 l 到点 o_g 的距离, m; r_a 为顶圆半径, m; φ_1 为点 l 处齿厚的圆心夹角, rad。式 (6) 中: φ_{n2} 和 φ_{v2} 表示点 n 和点 v_2 在轮齿 o_2 上对应的齿厚圆心夹角, rad, 分别是关于 r_{n2} 和 r_{v2} 的函数; θ_{v2} 为线段 o_2v_2 与中心线 o_1o_2 的夹角, rad。

当点 v_2 位于齿顶圆弧段 14 之间时, 在 $\triangle 1o_2o_g$ 和 $\triangle 4o_2o_g$ 中, 由 $l_{log} < r_g$, 及不等式 (7)

$$l_{4o_g} = \sqrt{r_a^2 + r_{g2}^2 - 2r_ar_{g2}\cos(\theta_{g2} - \theta + \varphi_1/2)} \geq r_g \quad (7)$$

得出, 在 $\triangle v_2o_2o_g$ 中存在

$$\left. \begin{aligned} r_{v2} &= r_a \\ \theta_{v2} &= \theta_{g2} - \arccos[(r_a^2 + r_{g2}^2 - r_g^2)/(2r_ar_{g2})] \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中 l_{4o_g} 为点 4 到点 o_g 的距离, m。

当点 v_2 位于渐开线段 $4h$ 上时, 在 $\triangle 4o_2o_g$ 中,

由 $l_{4o_g} < r_g$ 得出, 在 $\triangle v_2o_2o_g$ 中存在

$$\left. \begin{aligned} r_g^2 &= r_{g2}^2 + r_{v2}^2 - 2r_{g2}r_{v2}\cos(\theta_{g2} - \theta_{v2}) \\ \theta_{v2} &= \theta_2 - (\varphi_{n2} + \varphi_{v2})/2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

2.3 点 v_1 到圆心的距离和夹角

由于圆形槽相对于矩形槽形状上的特殊性, 当啮合点 n 由点 7 向点 8 逐渐移动时, v_1 在 o_1 槽廓上是不移动到根弧段 35 之后轮廓上的 (图 1)。因此, 在图 1(b) 中, 当点 v_1 位于渐开线段 $n2$ 上时, 在 $\triangle 2o_1o_g$ 中, 由不等式 (10)

$$l_{2o_g} = \sqrt{r_2^2 + r_{g1}^2 - 2r_2r_{g1}\cos[\theta_{g1} - \theta - (2\pi/z - \varphi_2)/2]} \geq r_g \quad (10)$$

得出, 在 $\triangle v_1o_1o_g$ 中存在

$$\left. \begin{aligned} r_g^2 &= r_{g1}^2 + r_{v1}^2 - 2r_{g1}r_{v1}\cos(\theta_{g1} - \theta_{v1}) \\ \theta_{v1} &= \theta_1 - (\varphi_{v1} - \varphi_{n1})/2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式 (10) 中: l_{2o_g} 表示点 2 到点 o_g 的距离, m; r_2 表示点 2 到 o_1 的距离, m; φ_2 表示点 2 处理齿厚的圆心夹角, rad。式 (11) 中, φ_{n1} 和 φ_{v1} 分别表示点 n 和点 v_1 在轮齿 o_1 上对应的齿厚圆心夹角, rad, 分别是关于 r_{n1} 和 r_{v1} 的函数; θ_{v1} 为线段 o_1v_1 与 o_1o_2 中心线的夹角, rad。

当 v_1 位于过渡曲线段 23 上时, 在 $\triangle 2o_1o_g$ 和 $\triangle 3o_1o_g$ 中, 由 $l_{2o_g} < r_g$, 及不等式 (12)

$$l_{3o_g} = \sqrt{r_2^2 + r_{g1}^2 - 2r_2r_{g1}\cos[\theta_{g1} - \theta - (2\pi/z - \varphi_2)/2 + \theta_g]} \geq r_g \quad (12)$$

得出, 在 $\triangle v_1o_1o_g$ 中存在

$$\left. \begin{aligned} r_g^2 &= r_{g1}^2 + r_{v1}^2 - 2r_{g1}r_{v1}\cos(\theta_{g1} - \theta_{v1}) \\ \theta_{v1} &= \theta_1 - (\varphi_2 - \varphi_{n1})/2 - \theta_g + \arcsin(x_{v1}/r_{v1}) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式 (12) 中: θ_g 为图 1(b) 中线段 $2o_1$ 与线段 $3o_1$ 之间的夹角, rad。式 (13) 中: x_{v1} 表示坐标系 $x_{o1}y$ 下的横坐标 (图 1(a)), m, 其中, y 轴过点 3; θ_g 和 x_{v1} 及 r_2 的具体计算参见文献 [12]。

当 v_1 位于点 3 后面的根圆段 35 时, 在 $\triangle 3o_1o_g$ 中, 由 $l_{3o_g} < r_g$ 得出, 在 $\triangle v_1o_1o_g$ 中存在

$$\left. \begin{aligned} r_{v1} &= r_f \\ \theta_{v1} &= \theta_{g1} - \arccos[(r_{g1}^2 + r_f^2 - r_g^2)/(2r_{g1}r_f)] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

3 卸荷面积的虚拟验证

采用模数 $m=4.75$ mm, 齿数 $z=10$, 实际中心

距 48.8 mm, 齿顶圆半径 50 mm, $\alpha=20^{\circ}40'$, 侧隙 $c_0=0.03$ mm, 齿宽 $B=20$ mm, 转速 $n=1\ 000$ r/min, 出口压力 $p_o=4$ MPa, $K=1.7 \times 10^9$ Pa, 油液密度 $\rho_{oil}=870$ kg/m³, 粘度取 $0.026\ 2$ N·s/m², 轴向间隙取 0.06 mm 等实例参数^[3]。经计算, 节圆啮合角 $\alpha_n=27^{\circ}56'$, 变位系数 $x=0.15$, $b_{vs}=3.04$ mm, $b_{ve}=$

6.08 mm, $r_g=4.87$ mm, $b_g=6.58$ mm。其中, 啮合角 α_n 和变位系数 x 之间的换算关系, 采用了式(15)有侧隙啮合方程, 目的在于所有涉及小侧隙卸荷面积计算, 可以适用于大侧隙情况。

$$\text{inv}\alpha_n = \text{inv}\alpha + 2x \tan\alpha / z - c_0 / (2mz \cos\alpha) \quad (15)$$

且, 将式(1)的积分运算转化成迭代运算:

$$\left. \begin{aligned} s_v &= \sum_{i=1}^M ds_v = \frac{d\theta}{2} \sum_{i=1}^M [r_{n1}^2(\theta) + r_{n2}^2(\theta) - r_{v1}^2(\theta) - r_{v2}^2(\theta)] \\ d\theta &= (\tan\alpha_n - \tan\alpha_n - 0.5\pi/z) / M; \theta = i d\theta \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

式中: α_n 为顶圆压力角, rad; M 为迭代次数, 取 $M=10\ 000$ 。

依据所建立的齿轮副模型^[12], 将工程图转换成 AutoCAD 能够识别的 dwg 文件(图 2(a)); 然后在 AutoCAD 中, 通过旋转的方式分别测量出最小困油位置和最大困油位置之间 10 个位置下的卸

荷面积 s_v , 其与仿真结果比较如图 2(b)。测量结果与计算结果非常吻合, 其最大值的误差控制在 $(2.274 \sim 2.163) / 2.274 \approx 4.9\%$, 该误差主要来源于三维模型的精度、AutoCAD 中测量的精度以及仿真精度, 这验证了圆形槽卸荷面积计算上的正确性。

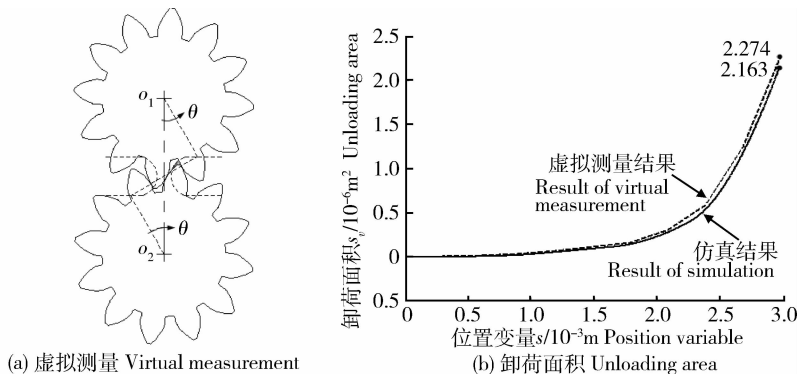


图 2 卸荷面积的虚拟测量和计算结果

Fig. 2 Unloading area from virtual measurement and simulation

4 困油压力分析

在图 1 中: 困油容积以 V 表示, m³; 工作油液的有效体积弹性模量以 K 表示, Pa; 困油压力以 p 表示, Pa; 那么, 由困油体积的弹性模量, 得困油压力的仿真模型为^[1-2,6]

$$dp/ds' = K[dV/dt - (Q_h + Q_v + Q_z + Q_m)] / (r_b\omega V) \quad (17)$$

式中: s' 表示 o_1 齿廓上 n 点处的曲率半径, m; 与位置变量 s 存在着 $s' + s = 0.5L - 0.25p_b$ 的关系^[1], 因此, s' 可谓对于 s 的另一种位置变量。为简化式(17)的仿真计算, 采用 s' 作为位置变量。 dp/ds' 表示 p 对 s' 的变化率, Pa/m; dV/dt 表示 V 对时间 t 的变化率, m³/s, 其中, V/dt 和 V 为齿轮基本参数及 s' 的确定值^[1]; Q_h 、 Q_z 、 Q_v 和 Q_m 表示由 V 通过侧

隙处、轴向间隙处、卸荷槽口处和啮合间隙处的交换流量, m³/s; 其中, 因 Q_m 很小, 可以忽略不计^[1], 该模型的可靠性在文献[1]中得到充分体现。

式(17)的成功求解在于 Q_h 、 Q_z 、 Q_v 的计算, 它们与 p 的关系可近似为 $Q_z \propto p$ (即为细长孔的压差流), 其关键在于轴向泄漏路径及其长度的计算, 文献[13]和[14]对此给出了精确的计算方法; $Q_v \propto s_v(p_1 - p_o)^{0.5}$ (即为薄壁孔压差流), 其关键在于 s_v 的计算; 而文献[15]则对 Q_h 进行了精确计算, 其中主要包括压差流和因速度引起的剪切流 2 部分, 对此不过多阐述。

采用与第 3 部分同样的实例参数, 当 b_v 分别取为 b_{vs} 、 $0.5(b_{vs} + b_{ve})$ 、 b_{ve} 时, 对应的矩形和圆形槽的卸荷面积如图 3(a) 所示, 其中: ①表示矩形槽的卸荷面积曲线; ②表示圆形槽的卸荷面积曲线。可以

看出,对于同样的槽间距,矩形的卸荷面积要远远大于圆形的卸荷面积;当然,随着槽间距增加,两者间的差距将变得越来越小。

当 b_v 分别取为 b_{vs} 、 $0.5(b_{vs} + b_{ve})$ 、 b_{ve} 时, r_{v1} 和 r_{v2} 对应的变化规律如图 3(b) 所示。可以看出,点 v_2

先后经历了 o_2 齿廓上的渐开线段 $n1$ 、顶圆弧段 14 、直至渐开线段 $4h$;但点 v_1 先后仅仅经历了渐开线段 $n2$ 和过渡曲线段 23 ,尚没有到达点 3 之后的根圆弧段 35 、过渡曲线段 56 和渐开线段 $6h$,这一点与矩形槽完全不同。

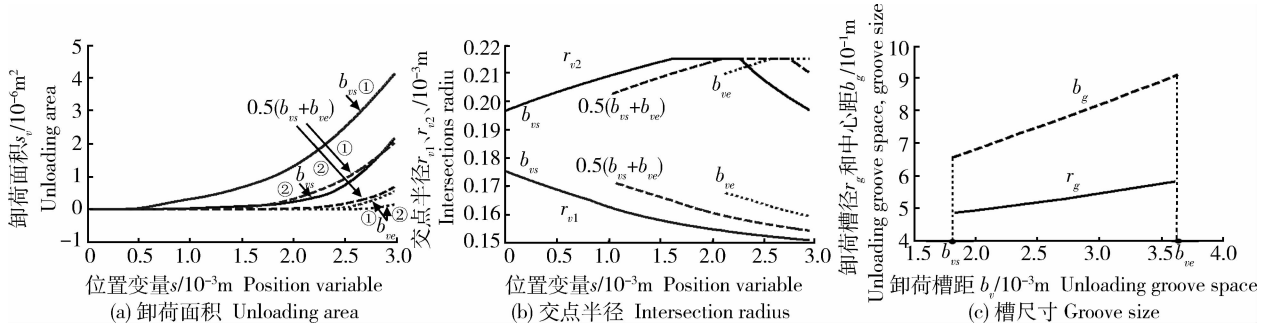


图3 卸荷面积和交点半径与槽尺寸的仿真计算

Fig. 3 Simulation results of unloading area, intersections radius and groove size

当 b_v 由 b_{vs} 逐步变化到 b_{ve} 时, r_g 和 b_g 也是逐步增加的,其对应的变化规律如图 3(c) 所示。可以看出,在 b_v 增大导致卸荷面积减少的基础上, r_g 和 b_g 的增加将进一步减少卸荷面积,这一点与矩形槽有所不同。

当泵采用小侧隙 ($c_0 = 0.03 \text{ mm}$)、小卸荷槽间距 ($b_v = 3.2 \text{ mm}$) 时,困油的卸荷措施以卸荷槽为主,侧隙为辅^[16], 1 000 和 3 000 r/min 转速下困油压力的仿真结果见图 4(a)。可以看出,1 000 r/min 转速的矩形槽下的困油区间和仿真结果与图 4(b) 所示的测试结果比较一致^[3],但在困油膨胀阶段压力的变量范围相差很大,这是由于这一阶段的困油压力值很小,测量上会出现较大的误差造成的;圆形槽的卸荷面积在小卸荷槽间距时与矩形槽之间的差距比较明显,图 3(a) 中的 b_{vs} ① 和 b_{vs} ② 所示。因此,

圆形槽下的困油现象随着转速的增加比矩形槽越发明显,此时,应当多采用矩形槽,慎用圆形槽。

当泵采用大侧隙 ($c_0 = 0.2 \text{ mm}$)、大卸荷槽间距 ($b_v = 6.4 \text{ mm}$) 时,考虑到图 1 中偏向齿轮 o_1 、 o_1 的 2 困油区将在侧隙位置连成一片。故在采用式(17)进行仿真运算时,要注意此时的 $Q_i = 0$,以及 V 和 dV/dt 和 Q_e 计算上的差异,具体参见文献[1]和[13]。1 000 r/min 和 3 000 r/min 转速下的困油压力仿真结果见图 4(c),由于此时的困油卸荷措施变成了以侧隙为主,卸荷槽为辅,且圆形槽的卸荷面积与矩形槽之间的差距已经不太明显,如图 3(a) 中的 b_{ve} ① 和 b_{ve} ② 所示。因此,2 种卸荷槽形式下的困油压力比较接近,即使 3 000 r/min 较高转速下的差距也不甚明显。此时,应当多采用圆形槽,以降低加工成本及维修成本。

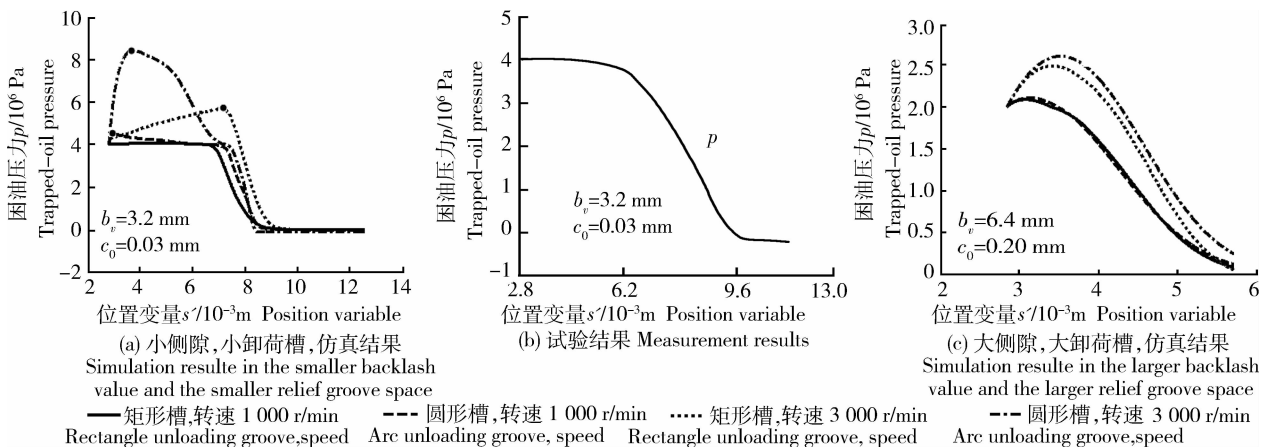


图4 困油压力的仿真结果

Fig. 4 Simulation results of trapped-oil pressure

5 结 论

1)卸荷面积的虚拟测量值与仿真计算结果非常吻合,其最大误差控制在4.9%左右,验证了圆形槽下卸荷面积计算的正确性,且方法简单。

2)在计算齿形参数时考虑了不同侧隙和不同槽间距的影响,适合于任意侧隙和任意槽间距下卸荷面积的计算。

3)对于同样的槽间距,矩形槽的卸荷面积要远大于圆形槽的卸荷面积,但随着槽间距的增大,两者之间的差距将变得越来越小。

4)当泵采用小侧隙小卸荷槽间距时,应当多采用矩形槽,以提供更大的卸荷面积;当泵采用大侧隙大卸荷槽间距时,应当多采用圆形槽,以降低加工维修成本。

参 考 文 献

- [1] 李玉龙. 外啮合齿轮泵困油机理、模型及试验研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2009
- [2] 李玉龙. 基于低速困油模型的外啮合齿轮泵高速困油特性分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(9): 35-39
- [3] Yanada H, Ichikawa T, Itsuji Y. 齿轮泵困油现象研究[J]. 液
压与气动, 1988(3): 47-52
- [4] Eaton M, Keogh P S, Edge K A. The modeling, prediction and

experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I-Journal of Systems and Control Engineering, 2008, 220 (5): 365-379

- [5] 李玉龙, 孙付春. 基于离心作用的齿轮泵容积效率和困油现象分析[J]. 农业工程学报, 2011, 27(3): 147-15
- [6] 李玉龙. 齿轮泵困油及困油模型的研究进展[J]. 成都大学学报: 自然科学版, 2011, 30(2): 172-177
- [7] 李玉龙, 刘焜. 外啮合齿轮泵困油面积和卸荷面积计算式的建立[J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 203-207
- [8] 杜汉勋. 齿轮泵长圆形卸荷槽及其设计计算[J]. 机床与液压, 1987(6): 46-48
- [9] 高成心. 齿轮泵设计及关键部件工艺设计[D]. 芜湖: 安徽工程大学, 2011
- [10] 臧克江, 周欣, 牛政科. 齿轮泵困油压力测试系统设计[J]. 工程设计学报, 2006, 13(14): 264-266
- [11] 臧克江, 周欣, 顾立志, 等. 降低齿轮泵困油压力新方法的研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(7): 579-582
- [12] 李玉龙, 刘焜, 鲍仲辅. 基于渐开线齿轮展成法的参数化精确建模[J]. 现代制造工程, 2006(9): 70-72
- [13] 李玉龙. 齿轮泵最大困油压力解析式的建立与验证[J]. 农业工程学报, 2013, 29(11): 71-77
- [14] 李玉龙, 孙付春. 中高压外啮合齿轮泵端面间隙的理论计算[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2): 147-151
- [15] 李玉龙. 外啮合齿轮泵侧隙流量的精确计算[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(8): 78-83
- [16] 李玉龙, 孙付春. 齿轮泵齿侧间隙与卸荷槽间距关系的定量分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(22): 63-68

责任编辑: 刘迎春