排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2013 年 12 月 Dec. 2013 | 第 31 卷 第 12 期 Vol. 31 No. 12
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.12.008

外啮合齿轮泵困油膨胀区的最小压力

李玉龙

李玉龙
(成都大学工业制造学院，四川 成都 610106)

摘要：为探求建立齿轮泵最小困油压力解析式以克服试验和仿真上的局限性，分大、小侧隙 2 种情况，针对困油的膨胀阶段，采用细长孔的流量公式计算侧隙内的压差流量，在对困油的轴向泄漏路径做适当简化后，由困油区内的“困油容积的膨胀率=泄漏量”，即困油压力变化率为零的瞬态位置，计算出最小的困油压力，并与现有文献的试验结果做比对分析. 结果表明，最小困油压力发生在卸荷槽开口附近，处于内侧时一般会出现负值的最小困油压力，处于外侧时可近似为进口压力；最小困油压力由出口压力和转速 2 部分的线性贡献所得，出口压力的影响为正，转速的影响为负；泵卸荷槽整体向进油侧偏置比较合理. 所建解析式可快速求出最小困油压力及其发生位置，从而节省大量的过程计算，减少过程仿真的累积误差，结果更精确.

关键词：外啮合齿轮泵；最小困油压力；轴向泄漏；齿侧间隙；卸荷槽间距
中图分类号：S277.9；TH325　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2013)12-1049-07
李玉龙. 外啮合齿轮泵困油膨胀区的最小压力[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(12)：1049-1055.

泵理论与技术

The minimal trapped-oil pressure of expansion stage in external gear pump

Li Yulong
(Industrial Manufacturing College, Chengdu University, Chengdu, Sichuan 610106, China)

Abstract: To overcome the limitations of testing and simulation, an analytic formula on minimal trapped-oil pressure in an external gear pump was tentatively established. For the expansion phase of trapped-oil, both cases of small backlash value and large backlash value, the long hole flow formula was applied to calculate the differential pressure flow through backlash. The leak path was simplified to calculate the axial leak flow from trapped-oil zone. The minimal trapped-oil pressure was calculated in the transient position that the expansion ratio of trapped-oil volume was equal to trapped-oil leak flow, that is to say, the change ratio of trapped-oil pressure with time was zero. The calculated results were then compared with the experimental results of the existing literature. The results show that, the position of minimal trapped-oil pressure was around the opening of relief groove, when in the inside, the negative minimal trapped-oil pressure would occur; while in the outside, the minimal trapped-oil pressure would approach closely the inlet-pressure; the minimal trapped-oil pressure was contributed by the outlet-pressure and rotation speed, among which, the minimum trapped-oil pressure was in a negative linear relationship with speed and a positive linear relationship with outlet-pressure; the overall offset of two relief grooves to inlet side was reasonable, etc. It can be finally concluded that, with the established analytic formula, the minimal trapped-oil pressure and its position can be promptly found without going through a large number of processes. Thus, the accumulated errors from process simulation

收稿日期：2012-12-26；网络出版时间：2013-12-17
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.2013.12.008.html
基金项目：安徽省自然科学研究项目(2004KJ317)；成都大学人才引进基金资助项目(20804)
作者简介：李玉龙(1968—)，男，江苏泰兴人，教授(leo-world@163.com)，主要从事齿轮泵理论及现代设计方法研究.

are reduced and the minimal trapped-oil pressure is more accurate.

Key words: external gear pump; the minimal trapped-oil pressure; axial leakage; backlash; distance of two relief grooves

外啮合齿轮泵在价格、可靠性、寿命和自吸能力等方面具有优势,长期以来得到广泛应用;但困油现象影响了外啮合齿轮泵的进一步发展[1],设计时既要控制困油压缩区的高压峰值,也要控制膨胀区的低压峰值[2].

近几十年,国内外学者对困油压力进行了大量的理论研究与仿真计算[3-5]、试验测量[6]和一些改进措施,并就困油压力对泵诸如流场特性[7-9]、动力学性能[10-12]、流量特性[13]和优化设计[14]上的影响进行了分析.但这些工作主要局限于最大困油压力方面,对于膨胀区的最小困油压力往往忽略不计,或者以泵的进口压力来代替,理论研究尚没有相关报道.事实上,在困油膨胀区内,容易形成真空,从而产生气泡,带来汽蚀、振动、噪声等,其危害不亚于最大困油压力带来的危害,文献[15]对此进行了阐述.由于在困油膨胀区内,当困油容积的膨胀率和来自困油的各种泄漏流量达到平衡时,困油压力就达到最小极值.因此,文中提出通过最小困油压力值所处位置的分析与计算,建立最小困油压力值的估算公式,以克服试验测量和仿真计算的局限性.

1 困油的膨胀阶段及其模型

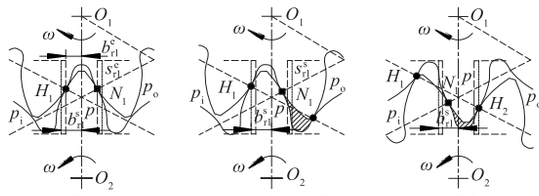
文献[1]和文献[3-5]描述了小侧隙时齿轮泵困油区1(O_1侧)和困油区2(O_2侧)从形成到结束的全过程.从中截取困油区1的膨胀过程如图1所示偏O_1侧的封闭区域,图中的剖面线区域为困油区2.困油区1内的困油容积、困油压力和工作油液的有效体积弹性模量分别以V_1,p_1,K_1表示.

由困油区1内向外界或者由外界向困油区1内流体泄漏的途径主要包括啮合处、侧隙处、轴向间隙处和卸荷槽口处[1-2],所有泄漏的流向规定为从困油区1内向外流出为正,该4处的泄漏量分别用Q_{m1},Q_{h1},Q_{z1}和Q_{r1}表示,因为$Q_{m1} \ll Q_{z1}$[1],故可忽略Q_{m1}不计,下同.

以图1中啮合点N_1处主动轮上的曲率半径s作为困油区1压缩过程的位置变量,则由流体的体积弹性模量定义得出困油1膨胀阶段的困油模型[1,3,5]为

$$\mathrm{d}p_1/\mathrm{d}s = K_1[\mathrm{d}V_1/\mathrm{d}t - (Q_{h1} + Q_{r1} + Q_{z1})]/(r_b\omega V_1), \tag{1}$$

式中:$\mathrm{d}p_1/\mathrm{d}s$,$\mathrm{d}V_1/\mathrm{d}t$分别为困油区1内的困油压力和困油容积对位置变量$s$和时间$t$的变化率,其中,$\mathrm{d}V_1/\mathrm{d}t$为小侧隙时困油容积的膨胀率;$s$与$t$之间的关系如文献[1]所示;$r_b$为基圆半径,m;$\omega$为角速度,rad/s.



(a) 最小困油位置 (b) 膨胀困油区刚刚接触到卸荷槽 (c) 最大困油位置

图1 小侧隙时困油1膨胀阶段图

Fig. 1 Sketches of trapped-oil 1 in small backlash value at expansion stage

小侧隙时,为了最大限度地缓解困油现象,对称双矩形卸荷槽开口线离O_1O_2中心连线的间距理论最小值设为b^e_{r1};考虑制造和装配误差,其实际最小值b^s_{r1}必须略大于理论最小值b^e_{r1}.设侧隙点H_1分别过理论和实际卸荷槽开口线的位置变量为s^e_{r1}和s^s_{r1},关系如图1所示[1],图1中p_i,p_o分别为泵的进、出口压力.其中:

$$\begin{cases} b^e_{r1} = 0.25p_b\cos\alpha_n, s^e_{r1} = r_b\tan\alpha_n - 0.25p_b, \\ s^s_{r1} = r_b\tan\alpha_n + b^s_{r1}/\cos\alpha_n - 0.5p_b, \end{cases} \tag{2}$$

式中:p_b为基节,m;α_n为啮合角,(°).

当V_1由图1a所示的最小困油容积开始膨胀时,则p_1开始下降,当其下降到某一特定位置后,由于V_1离泵进油侧卸荷槽开口越来越近,或者即使跨越了如图1b所示的卸荷槽开口后,由于来自卸荷槽开口的快速补油,p_1又开始上升.随着进油侧卸荷槽开口打开得越来越大,如图1c所示,p_1将上升到越来越接近于泵的进口压力p_i.因此,小侧隙时的最小困油压力p_{min1}将发生在这一特定位置,设其对应的位置变量为s_{min1}.

图1为小侧隙时困油1的膨胀阶段,对于大侧隙而言,图1中困油区1,2将连为一体,图2为大侧隙时困油膨胀阶段图.并设其困油的容积、压力和工作油液的有效体积弹性模量分别为V,p,K.

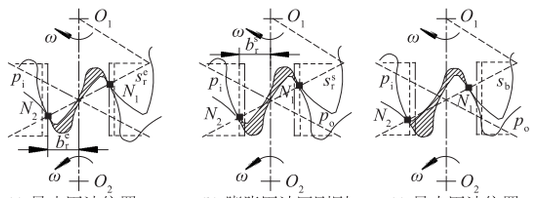


图 2　大侧隙时困油膨胀阶段图

Fig. 2　Sketches of trapped-oil in large backlash value at expansion stage

大侧隙时，为了最大限度地缓解困油现象和考虑泵的容积效率，对称双矩形卸荷槽开口线离 O_1O_2 中心连线的间距理论最小值设为 b_r^e，考虑制造和装配误差，其实际最小值 b_r^s 也是略大于理论最小值 b_r^e 的. 同样，以图 2 中啮合点 N_1 处主动轮上的曲率半径 s 作为困油区膨胀过程的位置变量，并设啮合点 N_2 分别过理论和实际卸荷槽开口线的位置变量为 s_r^e，s_r^s，关系如图 2 所示[1]. 其中：

$$\begin{cases} b_r^e = 0.5p_b\cos\alpha_n, s_r^e = r_b\tan\alpha_n - 0.5p_b, \\ s_r^s = r_b\tan\alpha_n + b_r^s/\cos\alpha_n - p_b. \end{cases} \tag{3}$$

同样，在图 2 中，当困油容积 V 由图 2a 所示的最小困油容积开始膨胀时，最小困油压力 p_{min} 也发生在这样的一个特殊位置，设其处的位置变量为 s_{min}. 则困油容积 V 膨胀阶段的困油模型[1,3,5]为

$$\mathrm{d}p/\mathrm{d}s = K[\mathrm{d}V/\mathrm{d}t - (Q_r + Q_z)]/(r_b\omega V), \tag{4}$$

式中：Q_r，Q_z 为轴向间隙和卸荷槽处的泄漏流量，m^3/s；$\mathrm{d}V/\mathrm{d}t$ 为大侧隙时困油容积膨胀率.

2　小侧隙时最小困油压力的表示

小侧隙时，首先假设最小困油压力所在位置 s_{min1} 发生在 $[s_{r1}^e, s_{r1}^s]$ 区间内；那么，在 $s = s_{min1}$ 时，因为卸荷槽关闭，故 $Q_{r1} = 0$，因为困油压力处于最小位置[1]，故 $\mathrm{d}p_1/\mathrm{d}s = 0$，且

$$\mathrm{d}V_1/\mathrm{d}t = b_h\omega p_b(s_{r1}^e - s_{min1}), \tag{5}$$

式中：b_h 为齿宽，m.

则式(1)表示为

$$Q_{h1} + Q_{z1} = b_h\omega p_b(s_{r1}^e - s_{min1}). \tag{6}$$

2.1　Q_{h1} 的计算

式(6)中 Q_{h1} 的计算，可用刚性当量圆柱与刚性平面间隙来描述，并假设该间隙内的油膜符合定常、等温、不可压缩的牛顿流体条件且忽略端泄效应. 那么，根据流量的连续条件，间隙内油膜破裂点 $\bar{x}$ 处的容积流量即为图 1 中侧隙 H_1 内由卷吸速度 u 引起的卷吸容积流量 $Q_{h1,u}$，即

$$Q_{h1,u} = -ub_h\bar{h} \approx -1.226ub_hh_0, \tag{7}$$

式中：$\bar{h}$ 为 $\bar{x}$ 处的油膜厚度，m；负号表示该流量为由外界卷吸到困油区 1 内.

图 1 中侧隙 H_1 内除 $Q_{h1,u}$ 外，还包括了由侧隙两侧的压差($p_{min1} - p_i$)所引起的压差流，至于该压差流采用何种公式计算，则取决于侧隙孔口油膜区域的长径比取值[1]，该长径比 λ_h 定义为

$$\lambda_h = 2\bar{x}/2h_m \approx 0.61\sqrt{R/h_0}, \tag{8}$$

式中：$\bar{x}$ 为油膜破裂点离最小侧隙处的距离，m，其对应的油膜长度取为 $2\bar{x}$；h_m 为 $2\bar{x}$ 油膜长度上的平均膜厚，其对应的水力直径为 $2h_m$；R 为当量曲率半径，m. 则

$$\bar{x} = 0.475\sqrt{2Rh_0},\ h_m = 0.5(h_0 + \bar{h}). \tag{9}$$

在式(8)中，由于当量曲率半径 $R \gg$ 最小油膜厚度 h_0，故长径比 $\lambda_h \gg 4$，则侧隙处的压差流量应采用细长孔的流量公式计算[1]，即

$$Q_{h1,P} = c_h(p_{min1} - p_i), \tag{10}$$

式中：系数 $c_h = b_hh_m^3/(12\mu \cdot 2\bar{x})$，其中 μ 为油液黏度，Pa·s.

由压差流和卷吸流叠加出总的泄漏流量为

$$Q_{h1} = Q_{h1,P} + Q_{h1,u} = c_h(p_{min1} - p_i) - ub_h\bar{h}. \tag{11}$$

2.2　Q_{z1} 的计算

图 3 为轴向泄漏路径的简化示意图.

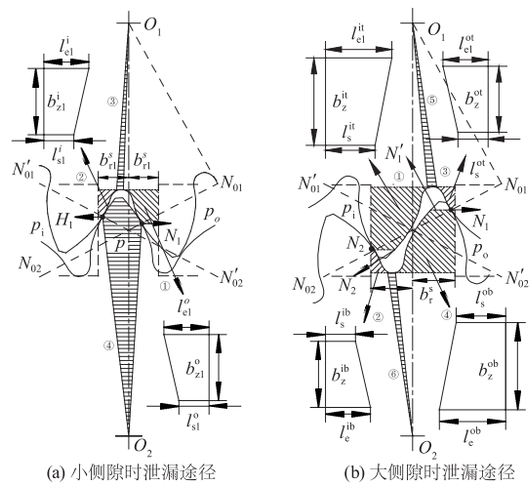


图 3　轴向泄漏路径的简化示意图

Fig. 3　Simplified maps of axial leakage paths from trapped-oil

图 3a 中，在 $s \in [s_{r1}^e, s_{r1}^s]$ 的某一位置下，由 V_1 的外围封闭轮廓所引起的轴向泄漏主要由 4 部分组成，分别是通过轴向间隙流向进油腔的泄漏①，流向出油腔的泄漏②，流向轴心 O_1 的泄漏③，流向轴心 O_2 的泄漏④，以上泄漏量均以流出为正. 由图 3a

看出,泄漏①,② 的路径长度要远远小于泄漏③,④的路径长度,故泄漏③,④可以忽略不计.

泄漏①,② 的路径长度在齿廓侧是渐开线或者过渡曲线,为简化计算,以直线代替,如图3a左上角和右下角所示,具体计算公式见文中第4部分,其中,l_{s1}^{i},l_{e1}^{i},b_{z1}^{i}和l_{s1}^{o},l_{e1}^{o},b_{z1}^{o}分别为小侧隙时泄漏①,②的简化梯形路径的顶长、底长和高度. 由于困油1会从齿轮两端面上流向出油腔或者进油腔的卸荷槽,则当$s=s_{min1}$时,小侧隙时困油的轴向泄漏近似为

$$Q_{z1}\approx 2c_{z1}^{o}(p_{min1}-p_{o})+2c_{z1}^{i}(p_{min1}-p_{i}), \tag{12}$$

式中:系数c_{z1}^{i},c_{z1}^{o}的定义为

$$c_{z1}^{i}=\frac{b_{z1}^{i}h_{z}^{3}\ln(l_{e1}^{i}/l_{s1}^{i})}{12\mu(l_{e1}^{i}-l_{s1}^{i})},c_{z1}^{o}=\frac{b_{z1}^{o}h_{z}^{3}\ln(l_{e1}^{o}/l_{s1}^{o})}{12\mu(l_{e1}^{o}-l_{s1}^{o})}. \tag{13}$$

令

$$c_{\omega,1}=\frac{b_{h}[p_{b}(s_{r1}^{e}-s_{min1})+R\bar{h}]}{c_{h}+2c_{z1}^{o}+2c_{z1}^{i}}, \tag{14}$$

$$c_{p,1}=\frac{2c_{z1}^{o}+(c_{h}+2c_{z1}^{i})p_{i}/p_{o}}{c_{h}+2c_{z1}^{o}+2c_{z1}^{i}}. \tag{15}$$

将式(11)-(15)代入到式(6)中,则小侧隙时的最小困油压力p_{min1}为

$$p_{min1}=c_{p,1}p_{o}+c_{\omega,1}\omega. \tag{16}$$

3 大侧隙时最小困油压力的表示

大侧隙时,首先也假设最小困油压力所在位置s_{min}发生在$[s_{r}^{e},s_{r}^{s}]$区间内,当$s=s_{min}$时,因为卸荷槽关闭,故$Q_{r}=0$;因为困油压力处于最小位置,故$\mathrm{d}p/\mathrm{d}s=0$,则式(4)表示为

$$\mathrm{d}V/\mathrm{d}t=2b_{h}\omega p_{b}(s_{r}^{e}-s_{min})=Q_{z}. \tag{17}$$

图3b中,在$s\in[s_{r}^{e},s_{r}^{s}]$某一位置下,由$V$的外围封闭轮廓所引起的轴向泄漏主要有①-⑥这6部分组成,同样流向轴O_1,O_2的泄漏⑤,⑥ 可以忽略不计. 其中,l_{s}^{it},l_{e}^{it},b_{z}^{it}和l_{s}^{ib},l_{e}^{ib},b_{z}^{ib}分别为大侧隙时由困油区向进油口卸荷槽泄漏①,② 的简化梯形路径的顶长、底长和高度;l_{s}^{ot},l_{e}^{ot},b_{z}^{ot}和l_{s}^{ob},l_{e}^{ob},b_{z}^{ob}分别为大侧隙时由困油区向出油口卸荷槽泄漏③,④ 的简化梯形路径的顶长、底长和高度.

按照图3a有关轴向泄漏路径的简化定义,当$s=s_{min}$时,大侧隙时困油的轴向泄漏近似为

$$Q_{z}\approx 2(c_{z}^{ot}+c_{z}^{ob})(p_{min}-p_{o})+2(c_{z}^{it}+c_{z}^{ib})(p_{min}-p_{i}), \tag{18}$$

式中:

$$\begin{cases}c_{z}^{it}=\dfrac{b_{z}^{it}h_{z}^{3}\ln(l_{e}^{it}/l_{s}^{it})}{12\mu(l_{e}^{it}-l_{s}^{it})},c_{z}^{ib}=\dfrac{b_{z}^{ib}h_{z}^{3}\ln(l_{e}^{ib}/l_{s}^{ib})}{12\mu(l_{e}^{ib}-l_{s}^{ib})},\\ c_{z}^{ot}=\dfrac{b_{z}^{ot}h_{z}^{3}\ln(l_{e}^{ot}/l_{s}^{ot})}{12\mu(l_{e}^{ot}-l_{s}^{ot})},c_{z}^{ob}=\dfrac{b_{z}^{ob}h_{z}^{3}\ln(l_{e}^{ob}/l_{s}^{ob})}{12\mu(l_{e}^{ob}-l_{s}^{ob})}.\end{cases} \tag{19}$$

令

$$c_{p}=\frac{(c_{z}^{ot}+c_{z}^{ob})+(c_{z}^{it}+c_{z}^{ib})p_{i}/p_{o}}{c_{z}^{ot}+c_{z}^{ob}+c_{z}^{it}+c_{z}^{ib}}, \tag{20}$$

$$c_{\omega}=\frac{b_{h}p_{b}(s_{r}^{e}-s_{min})}{c_{z}^{ot}+c_{z}^{ob}+c_{z}^{it}+c_{z}^{ib}}. \tag{21}$$

将式(18)-(21)代入到式(17)中,则大侧隙时的最小困油压力p_{min}为

$$p_{min}=c_{p}p_{o}+c_{\omega}\omega. \tag{22}$$

4 相关几何量的计算

在图3a中,设r_{a1}为点O_1与点N_1之间的直线距离,m;α_{a1}为线O_1N_1与线O_1O_2之间的夹角,(°);ϕ_{a1}为点N_1所在O_1轮齿上对应的圆弧线的中心夹角,(°);φ为轮齿上基圆弧对应的中心夹角,(°). 根据齿形几何尺寸计算,在$s=s_{min1}$时,定义[1]:

$$\begin{cases}r_{a1}=\sqrt{r_{b}^{2}+s_{min1}^{2}},\alpha_{a1}=\alpha_{n}-a\cos(r_{b}/r_{a1}),\\ \phi_{a1}=\pi/z-2[\mathrm{inv}(\alpha_{n}-\alpha_{a1})-\mathrm{inv}\ \alpha],\varphi=\pi/z-2\mathrm{inv}\ \alpha,\end{cases} \tag{23}$$

根据图3a中有关泄漏路径的简化,得

$$\begin{cases}l_{s1}^{o}=b_{r1}^{s}-r_{a1}\sin\alpha_{a1},l_{e1}^{o}=b_{r1}^{s}-r_{f}\sin[(\alpha_{a1}+0.5\phi_{a1}-0.5\varphi)],\\ b_{z1}^{o}=r_{a1}\cos\alpha_{a1}-r_{f}\cos[(\alpha_{a1}+0.5\phi_{a1}-0.5\varphi)].\end{cases} \tag{24}$$

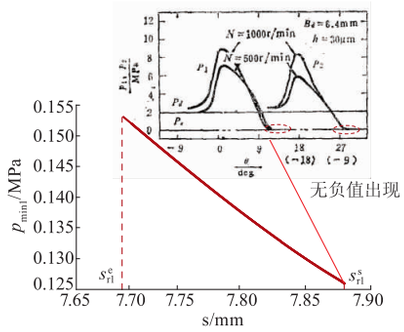
限于篇幅,式(12),(18)中其他系数的计算公式予以省略.

5 实例运算及其验证

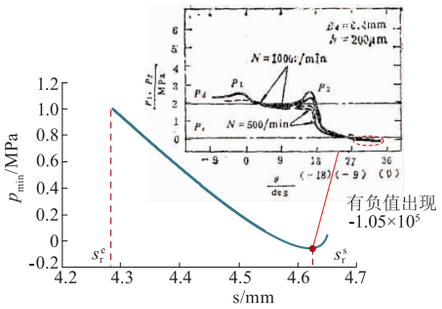
根据文献[6]对特制的固定侧板式外啮合齿轮泵提供的困油压力试验结果,实例采用与其相一致的参数,即模数为4.75 mm,齿数为10,顶圆直径为58.8 mm,中心距为48.8 mm,齿侧隙分为30 μm,200 μm 2种,对应的2种压力角为23°50′,23°10′,实际卸荷槽间距为3.2,6.4 mm. 齿宽为20 mm,轴向间隙0.04 mm,油液黏度为0.026 2 Pa·s,进口压力为0.1 MPa,出口压力为2.0 MPa,转速为1 000 r/min.

图4为案例参数下最小困油压力的计算结果.

侧隙为 30 μm 时，采用式(16)就 p_{min1} 在 $s\in[s_{r1}^{e},s_{r1}^{s}]$ 内试算，试算过程如图 4a 所示. 由图 4a 可以看出，p_{min1} 单调下降到卸荷槽即将打开且开口越来越大时，p_{min1} 将继续下降到与进口压力一致，与文献[6]的试验结果比较吻合，如图 4a 上侧的试验图中[6]，最小困油压力无负值出现.



(a) 小测隙下最小困油压力寻求过程



(b) 大测隙下最小困油压力寻求过程

图 4　案例参数下最小困油压力的试算结果

Fig. 4　Result maps of the minimal trapped-oil pressure in a case

侧隙为 200 μm 时，采用式(22)就 p_{min} 在 $s\in[s_{r}^{e},s_{r}^{s}]$ 内试算，试算过程如图 4b 所示. 由图看出，p_{min} 单调下降到 -1.05×10^{5} Pa 负压的最小值后又逐步上升到卸荷槽即将打开，当卸荷槽打开且开口越来越大时，p_{min} 将继续上升到与进口压力一致，与文献[6]的试验结果比较吻合. 图 4b 上侧的试验图中[6]，最小困油压力有负值出现.

文献[6]中为获得较大困油压力以利于测量，采用了特制的固定侧板式外啮合齿轮泵，与常规的外啮合齿轮泵在参数上略有不同，尤其表现在侧隙和轴向间隙的取值上. 故下面采用常规参数来分析最小困油压力与侧隙、轴向间隙、实际的大卸荷槽间距、实际小卸荷槽间距、出口压力和转速的关系，其中，为取得较好的分析结果，实际的大、小卸荷槽间距比常规的大.

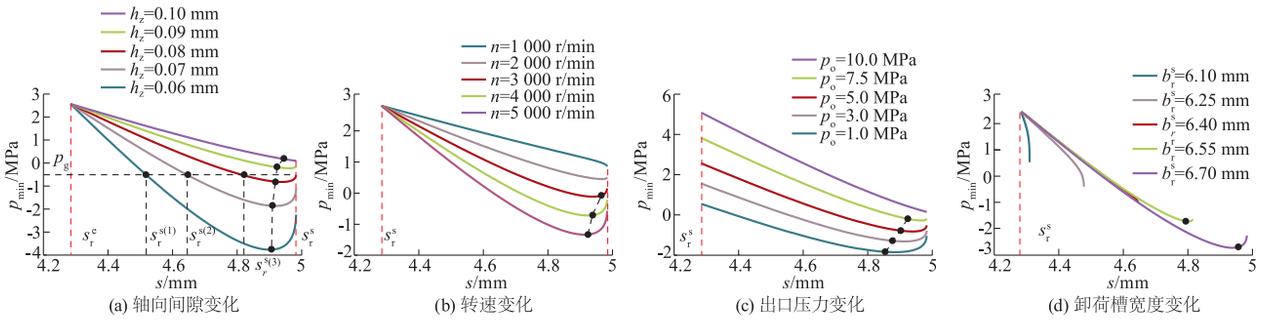
表 1 为参数缺省值和变化范围. 图 5 为大侧隙时最小困油压力随参数关于位置变量的试算结果. 大侧隙下，当轴向间隙、实际的大卸荷槽间距、出口压力和转速在表 1 所示的变化范围内变动时，p_{min} 的寻求过程分别如图 5a，b，c，d 所示. 定义卸荷槽开口偏 O_1，O_2 中心连线的一侧为内侧，否则为外侧.

表 1　参数缺省值和变化范围

Tab. 1　Default values and range of parameters

参　数	缺省值	变化范围
h_z/mm	0.10	0.05 ~ 0.15
h_o/mm	0.08	0.06 ~ 0.10
b_r^s/mm	6.7	6.1 ~ 6.7
b_{r1}^s/mm	4.0	3.2 ~ 4.0
p_o/MPa	5	1 ~ 10
n/(r · min^{-1})	3 000	1 000 ~ 5 000

注：表中当某一参数变化时，其他参数采用缺省值.



(a) 轴向间隙变化　(b) 转速变化　(c) 出口压力变化　(d) 卸荷槽宽度变化

图 5　大侧隙时最小困油压力随参数关于位置变量的试算结果

Fig. 5　Result maps of the minimum trapped-oil pressure changed with position variables in large backlash value

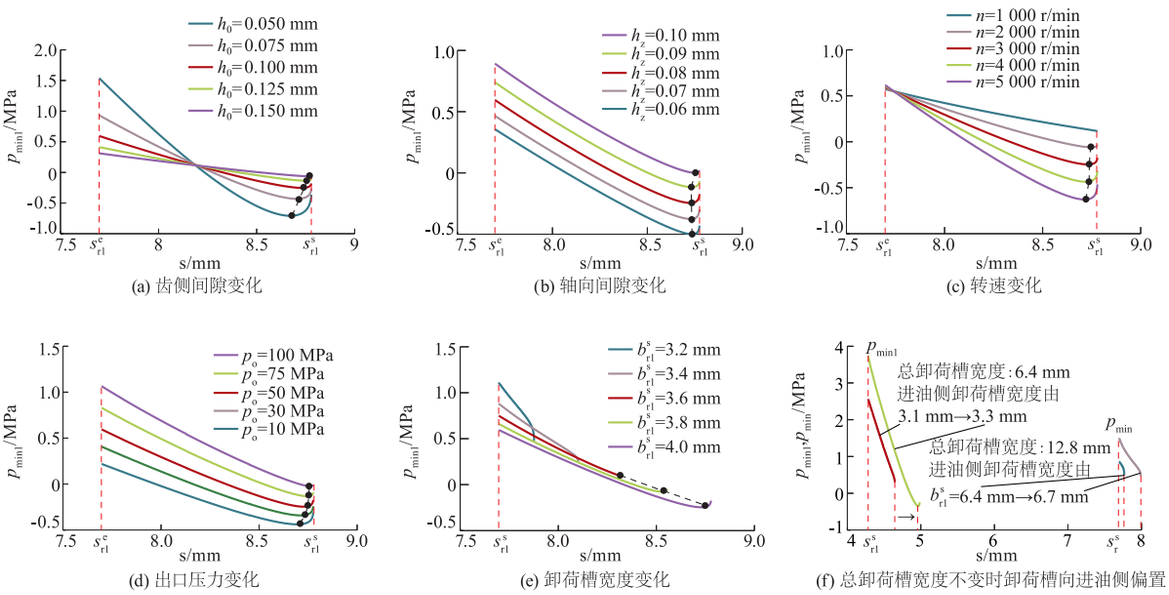
由图 5a，c 看出，当 h_z 由 0.06 mm 逐步变化到 0.10 mm，或者 p_o 由 1 MPa 逐步变化到 10 MPa 时，p_{min} 所在位置由卸荷槽内侧逐步向外侧移动，并随着 h_z 或者 p_o 的不断增大而跨越卸荷槽开口处. 由图 5c 中 p_{min} 随 p_o 基本呈直线关系和式(20)看出，p_i/p_o 越小，直线关系越好，故式(20)中 c_p 的定义简化为

$$c_p=(c_z^{ot}+c_z^{ob})/(c_z^{ot}+c_z^{ob}+c_z^{it}+c_z^{ib}). \quad (25)$$

由图 5b，d 看出，当 n 由 1 000 r/min 逐步变化

到5 000 r/min,或者实际的大卸荷槽间距由6.10 mm逐步变化到6.70 mm时,p_{min}所在位置由卸荷槽外侧逐步向内侧移动,并随着转速或者实际的大卸荷槽间距的不断增大而跨越卸荷槽开口处,且图5b中的p_{min}随转速呈直线关系,这与式(20),(21)给出的几何关系相一致.

图6为小侧隙时最小困油压力随参数关于位置变量的试算结果. 小侧隙下,当轴向间隙、实际的大卸荷槽间距、出口压力和转速在表1所示的变化范围内变动时,p_{min1}的寻求过程分别如图6a-f所示.



(a) 齿侧间隙变化 (b) 轴向间隙变化 (c) 转速变化

(d) 出口压力变化 (e) 卸荷槽宽度变化 (f) 总卸荷槽宽度不变时卸荷槽向进油侧偏置

图6 小侧隙时最小困油压力随参数关于位置变量的试算结果

Fig. 6 Result maps of the minimum trapped-oil pressure changed with position variables in small backlash value

结合图5,6,最小困油压力总体上均发生在卸荷槽开口附近,当处于内侧时,一般会出现负的最小困油压力;当处于外侧时,因为卸荷槽开口的逐步打开,困油压力也将逐步接近进口压力,故此时的最小困油压力可近似为进口压力. 因此,为预防气泡和汽蚀的危害,在设置卸荷槽时,应尽量让最小困油压力发生在卸荷槽外侧,即卸荷槽的实际间距离理论间距越近越好,但从泵容积效率角度,又希望卸荷槽的实际间距离理论间距越远越好. 如设图5a中的p_g为汽蚀压力,兼顾到这两种需要,$s_r^{s(1)}$,$s_r^{s(2)}$,$s_r^{s(3)}$即为h_z=0.06,0.07,0.08 mm这3种情况下的卸荷槽间距的最佳位置下的位置变量值,其对应的卸荷槽间距的最佳值$b_r^{s(1),opt}$,$b_r^{s(2),opt}$,$b_r^{s(3),opt}$为

$$b_r^{s(i),opt}=[0.5L-s_r^{s(i)}]\cos\alpha_n,i=1,2,3, \quad (26)$$

式中:L为齿轮副理论啮合线的长度,m.

由图6a,b,d看出,当h_0由0.050 mm逐步变化到0.150 mm,或h_z由0.06 mm逐步变化到0.10 mm,或者p_o由1 MPa逐步变化到10 MPa时,p_{min1}所在位置均由卸荷槽内侧逐步向外侧移动,并随着h_0或h_z或p_o的不断增大而跨越卸荷槽开口处. 由图6d中的p_{min}随p_o基本呈直线关系和式(15)看出,p_i/p_o越小,直线关系越好,故式(15)中$c_{p,1}$可简化为

$$c_{p,1}\approx 2c_{zl}^{o}/(c_h+2c_{zl}^{o}+2c_{zl}^{i}). \quad (27)$$

由图6c,e看出,当n由1 000 r/min逐步变化到5 000 r/min,或者实际的小卸荷槽间距由3.2 mm逐步变化到4.0 mm时,p_{min1}所在位置由卸荷槽外侧逐步向内侧移动,并随着n或者实际的小卸荷槽间距的不断增大而跨越卸荷槽开口处. 且p_{min1}随转速n呈直线关系,这与式(16)给出的几何关系相一致.

由式(25),(27)知,c_p和$c_{p,1}$近似为不随p_o变化而变化的几何常量,故式(16),(22)可以理解成最小困油压力由出口压力和转速2部分的线性贡献所得. 其中,出口压力的影响为正;转速影响为负.

另外,因容积效率要求而保持进、出油两侧的卸荷槽间距不变,在两侧卸荷槽整体向进油侧偏置,困油压缩区的最大困油压力得到很好改善的情况下,最小困油压力的试算过程如图6f所示. 由图看出,虽然p_{min1},p_{min}有下降的趋势,但不明显,原因是由高压区向困油膨胀区的轴向泄漏补油路径因偏置而缩短造成的,由此,卸荷槽整体向进油侧偏置是合理的. 最后,采用困油膨胀区内"困油容积的

膨胀率 = 泄漏量”的瞬态位置来分析最小困油压力,因此,工作油液的有效体积弹性模量 K_1 和困油容积 V_1 等过程量一直没有得到体现,即最小困油压力的大小不受体积弹性模量和困油容积的影响,这也省略了大量的复杂计算,以及否定了通过增大困油容积来改善困油压力的尝试[1].

6　结　论

1）最小困油压力发生在卸荷槽开口附近,处于内侧时,一般会出现负值的最小困油压力,应尽量避免;处于外侧时,最小困油压力可近似为进口压力.

2）对于避免出现负值的最小困油压力和提高泵的容积效率,卸荷槽在间距取值上存在矛盾,文中的计算方法兼顾了两者的需要,很好地解决了这一矛盾.

3）最小困油压力由出口压力和转速 2 部分的线性贡献所得,出口压力的影响为正,转速的影响为负.

4）采用困油膨胀区内“困油容积的膨胀率 = 泄漏流量”的瞬态位置来分析最小困油压力,合理且节省了大量的过程计算.

5）泵卸荷槽整体向进油侧的合理偏置,在不太影响困油膨胀区的低压品质情况下,能使困油压缩区的高压品质得到很好的改善.

参考文献(References)

[1] 李玉龙. 外啮合齿轮泵困油机理、模型及试验研究[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院,2009.

[2] 李玉龙,刘焜. 外啮合齿轮泵动态困油模型及其参数影响分析[J]. 农业机械学报,2009,40(9):214 – 219.
Li Yulong, Liu Kun. Dynamic model of trapped oil and effect of related variables on trapped oil pressure in external spur-gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery,2009,40(9):214 – 219. (in Chinese)

[3] Eaton M, Keogh P S, Edge K A. The modelling, prediction and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps [C]// Proceedings of the Intitution of Mechanical Engineers Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2006,220 (5):365 – 379.

[4] 李玉龙,孙付春. 齿轮泵困油的分析模型及侧隙计算[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(2):118 – 122.
Li Yulong, Sun Fuchun. Analysis model on trapped oil and backlash calculation in external gear pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011,29(2):118 – 122. (in Chinese)

[5] 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.
Li Yulong. Characteristics analysis of high-speed trapped-oil in external gear pump based on low-speed trapped-oil model [J]. Transactions of the CSAM,2012,28(9):35 – 39. (in Chinese)

[6] Yanada H, Ichikawa T, Itsuji Y. 齿轮泵困油现象的研究[J]. 液压与气动,1988(3):47 – 52.
Yanada H, Ichikawa T, Itsuji Y. The phenomenon of trapped-oil in gear pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,1988(3):47 – 52. (in Chinese)

[7] Kim H, Marie H, Patil S. Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump [C]// Proceedings of ASEE Annual Conference and Exposition. Honolulu: American Society for Engineering Education,2007.

[8] Casoli P, Vacca A, Franzoni G. A numerical Model for the Simulation of External Gear Pumps[C]// Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, Tsukuba, Japan: [s. n.],2005:705 – 710.

[9] Chen Liping, Zhao Yan, Zhou Fanli, et al. Modeling and simulation of gear pumps based on modelica/works[C]// Proceedings 8th Modelica Conference. Dresden, Germany: Liu E – Press,2011:421 – 429.

[10] Ragunathan C, Manoharan C. Dynamic analysis of hydrodynamic gear pump performance using designof experimentsand operational parameters[J]. Journal of Mechanical and Civil Engineering,2012,1(6):17 – 23.

[11] Castilla R, Gutes M, Gamez-Montero P J, et al. Numerical analysis of the shaft motion in the journal bearing of a gear pump[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2010,132(1):1 – 10.

[12] Mucchi E, Dalpiaz G, Fernandez del Rincon A. Elastodynamic analysis of a gear pump[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2010,24 (7):2160 – 2179.

[13] Huang Kuojao, Lian Wunchuan. Kinematic flowrate characteristics of external spur gear pumps using an exact closed solution [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009,44 (6):1121 – 1131.

[14] Wang Shu, Sakurai H, Kasarekar A. The optimal design in external gear pumps and motors [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics,2011,16 (5):945 – 952.

[15] David del Campo Sud. Analysis of the suction chamber of external gear pumps and their influence on cavitation and volumetric efficiency[D]. The Kingdom of Spain: Universitat Politècnica de Catalunya,2012.

(责任编辑　朱漪云)