

基于离心作用的齿轮泵容积效率和困油现象分析

李玉龙, 孙付春

(成都大学工业制造学院, 成都 610106)

摘要: 为了解高速时工作油液的离心作用对泵容积效率和困油现象的影响, 将离心作用对两者的影响归结于对泵进油侧原始含气比的修正。基于仅考虑工作油液中混入空气的可压缩性和含气、纯净工作油液分别累积在齿槽内、外侧的假设, 建立了基于油液离心作用的下容积效率、困油区间内含气比和进油侧修正含气比的计算公式。两组数据的仿真结果表明离心应用对容积效率和困油现象的影响相反, 转速越高, 对容积效率越不利; 出口压力越低, 离心作用对困油现象的影响越有利; 齿形参数的选择存在优化的问题; 该研究为泵的高速化发展提供一定的依据。

关键词: 齿轮泵, 效率, 离心作用, 困油现象, 含气

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2011.03.028

中图分类号: TP271+.31, TH325

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2011)-03-0147-05

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): 147-151.

Li Yulong, Sun Fuchun. Theoretical analysis of volumetric efficiency and phenomenon of trapped oil under centrifugation in external spur-gear pump[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(3): 147-151. (in Chinese with English abstract)

0 引言

外啮合齿轮泵在高速旋转时, 工作油液产生的离心作用使得油液不能填满齿槽的最大工作容积, 而且原来混入工作油液中的空气(即含气)也会逐步累积在齿槽根部, 开始出现空穴, 从而导致泵的容积效率下降^[1]。在泵容积效率的定义中, 目前并没有把离心作用的因素考虑在内^[2]。困油时, 齿槽空穴对困油现象有何影响, 目前也引起关注^[3], 2001年, Eaton通过齿面啮合压力的测量, 验证了气穴现象的存在, 并为此建立了困油的气穴模型^[4]; 2006年, Borghi也分析了气穴和混入空气对困油压力的影响并加以实验验证^[5], 2006年, Eaton基于质量连续方程对某航空用外啮合泵的困油压力进行了建模、仿真和试验^[6]; 2006年, 杨元模认为由于离心作用, 困油区发生气穴现象是必然的, 转速越高, 气穴越容易发生^[1], 这在文献[7]中也得到了验证。文献[8]采用PumpLinx/CFD软件模拟仿真了困油过程的气穴现象, 结果均表明空穴含气对困油压力有较大的影响。不过, 现有文献并没有给出含气百分比与转速的定量关系。为此, 本文拟就离心作用之于泵的容积效率和困油现象的影响进行研究。

1 油液离心作用下的容积效率

从泵容积效率的角度看, 总希望进油腔侧齿槽中的工作油液能在出油腔全部排出, 事实上, 这是不可能的, 其原因主要在于以下3个方面。

一是最小困油容积会从出油腔将部分工作油液带回进油腔, 这一部分的工作油液损失为泵的工作原理所决定, 无法避免^[2]。

二是齿槽中的工作油液一部分会通过齿侧间隙压入进油腔, 其余部分则以轴向泄漏的方式压入到传动轴的间隙处和进油腔内。

三是由于离心作用的作用导致进油腔侧中齿槽的储油能力下降。为区别起见, 以 $\eta_{gas,i}$ 表示进油侧齿槽内含气的原始体积百分比, %, $\eta_{gas,i}^*$ 表示因离心作用引起的修正百分比, %。

目前, 泵容积效率定义为实际流量($Q_t - \Delta Q$)与理论流量 Q_t 之比, ΔQ 为容积损失, 主要包括端面间隙泄漏、径向间隙泄漏、齿面接触泄漏、油液压缩时的弹性损失^[2], 其中并没有包含离心作用的影响。

基于研究油液离心作用的容积效率, 在不考虑工作油液的可压缩性而仅仅考虑含气的可压缩性时, 可通过式(1)就离心作用对泵容积效率的影响进行有效评定。

$$\eta_{v,l} = \frac{(1 - i_{gas,i}^*)S_{CC} - S_{T,min}}{S_{CC} - S_{T,min}} \quad (1)$$

式中, $\eta_{v,l}$ 为离心作用影响下的容积效率, %, 其计算关键在于 $\eta_{gas,i}^*$ 的确定; S_{CC} 为齿槽的截面积^[9], m^2 ; $S_{T,min}$ 为最小困油面积^[10], m^2 , 它们均为齿形参数的函数。

2 困油区间内含气比的建立

研究困油现象的主要工作之一在于控制困油压力对泵性能的危害, 在式(2)所示的困油压力仿真模型中^[3], 离不开对影响困油压力的关键因素——困油的有效体积模量的计算^[11], 如式(3)所示。由式(3)可见, 困油区间内含气比 η_{T-gas} (%)的确定是计算困油的有效体积模量 K_T (Pa)的关键, 且 η_{T-gas} 越大, K_T 越小。

收稿日期: 2010-04-29 修订日期: 2011-02-17

基金项目: 合肥工业大学创新科技基金资助和安徽省自然科学基金项目(2004KJ317)

作者简介: 李玉龙(1968—), 男, 江苏泰兴人, 副教授, 博士, 主要从事齿轮泵理论及现代设计方法研究。成都 成都大学工业制造学院, 610106。Email: leo-world@163.com

$$\frac{dp_T}{dt} = \frac{K_T(p_T)}{V_T} \left[\frac{dV_T}{dt} - Q_{T-leak}(p_T) \right] \quad (2)$$

式中, V_T 为困油容积^[10], m^3 ; Q_{T-leak} 为困油区间的总泄漏^[3,10,12], m^3/s ; p_T 为困油压力, Pa; dV_T/dt 表示困油容积对时间 $t(s)$ 的变化率, m^3/s 。

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1-\eta_{T-gas}}{K_{oil}} + \frac{\eta_{T-gas}}{K_{gas}} \quad (3)$$

式中, K_{oil} 、 K_{gas} 为纯净液压油和含气的体积弹性模量, Pa。 K_{oil} 会随温度和压力的变化而变化, 但其变动值很小, 可认定为常数, 而 K_{gas} 则会随压力的变化而变化^[13]。

在其它条件不变时, 由体积弹性模量的定义^[11]知, 作为压力与体积变化率之比的 K_T 能直接反映困油压力的严重与否。因此, 论文将从考察离心作用如何影响 K_T 的这个方面, 研究离心作用对困油现象的影响。

由气体一维流动的连续方程、动量方程^[13], 得

$$K_{gas} = \begin{cases} \gamma p_T & (p_T \leq K_{oil} / \gamma) \\ K_{oil} & (p_T > K_{oil} / \gamma) \end{cases} \quad (4)$$

且

$$\eta_{gas,o} = \eta_{gas,i^*} (p_i / p_o)^{1/\gamma} \quad (5)$$

式中, γ 为等熵 (绝热) 多变指数, 对于空气 $\gamma=1.4$, 对饱和水蒸气, 取 $\gamma=1.3$ ^[13]; $\eta_{gas,o}$ 为泵出口处的含气比, %; p_i 、 p_o 为泵进、出口的油液压力, Pa。

由于离心作用影响, 主要集中在齿槽根部的大部分含气将随着齿轮的啮合而进入困油区^[1], 设累积在齿槽根部的含气进入困油区的体积百分比为 η_s ^[2], $\eta_s < 1$, 转速越高, η_s 越接近 1。由于这一含气在进入困油区之前和之

后, 含气工作油液的总体积发生了变化, 所以困油的起始含气比 $\eta_{T-gas,0}(\%)$ 得到了提高, 近似为

$$\eta_{T-gas,0} = \eta_s \eta_{gas,o} S_{CC} / S_{T,max} \quad (6)$$

式中, $S_{T,max}$ 为最大困油面积^[9], m^2 。

将式 (5) 中的 $\eta_{gas,o}$ 代入式 (6), 得

$$\eta_{T-gas,0} = \eta_s \eta_{gas,i^*} (S_{CC} / S_{T,max}) (p_i / p_o)^{1/\gamma} \quad (7)$$

由式 (7) 给出的困油起始含气比 $\eta_{T-gas,0}$, 根据气体一维流动的等熵过程^[13], 可计算出困油过程中任一位置时的动态含气比为

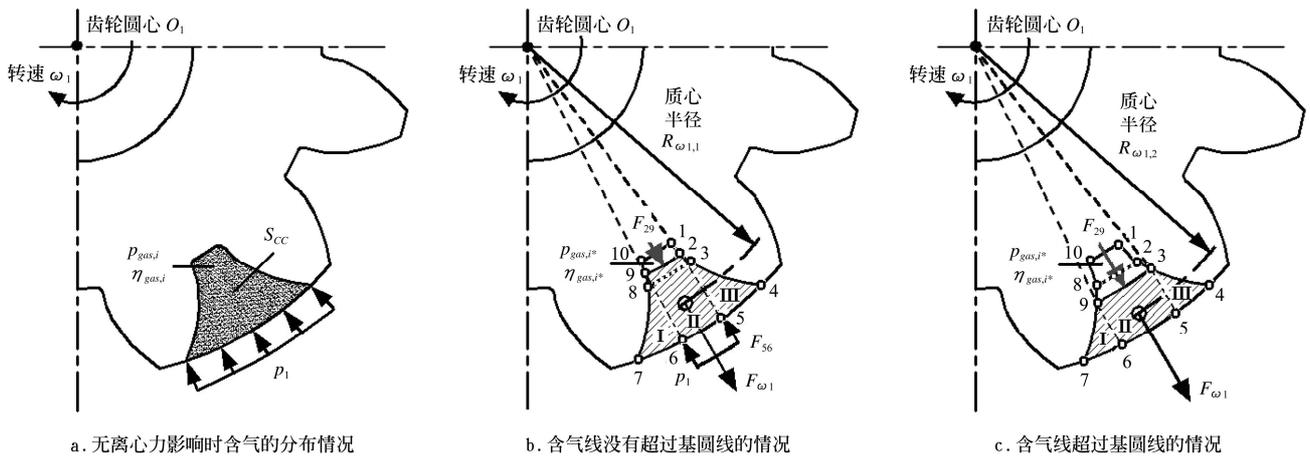
$$\eta_{T-gas}(s) = \eta_s \eta_{gas,i^*} (S_{CC} / S_{T,max}) [p_i / p_T(s)]^{1/\gamma} \quad (8)$$

式中, s 为位置变量^[14], m; $\eta_{T-gas}(s)$ 为困油的动态含气比, %, 其求解的关键也在于 η_{gas,i^*} 的确定。

3 离心含气比的模型建立

为更好地说明离心作用对 η_{gas,i^*} 的影响, 假设油液相对于含气是不可压缩的, 而且在齿槽内的流动是连续的; 同时为方便分析, 假设齿槽内工作油液累积在齿槽外侧, 含气累积在偏齿槽内侧, 并设内侧含气的压力为 $p_{gas,i^*}(\text{Pa})$ 。

图 1a 显示了油液刚进入齿槽还没有随齿槽一块旋转的瞬间, 此刻含气在工作油液中假设为均匀分布, 压力和含气比分别为 $p_{gas,i}(\text{Pa})$ 和 $\eta_{gas,i}(\%)$ 。图 1b 显示了工作油液随齿槽一块旋转的某一状态, 此刻累积在齿槽根部的含气线 29 是没有超过基圆线 38 的情况; 而图 1c 显示的是含气线 29 超过基圆线 38 的情况, 含气的压力和含气比分别为 p_{gas,i^*} 和 η_{gas,i^*} 。



注: $\eta_{gas,i}$ 为含气的原始体积百分比, %; $p_{gas,i}$ 为含气的原始压力, Pa; S_{CC} 为齿槽的截面积, m ; η_{gas,i^*} 为油液离心作用下含气的修正体积百分比, %; p_{gas,i^*} 为油液离心作用下含气的修正压力, Pa; p_i 为泵的进口压力, Pa; F_{56} 为作用在弧面 56 上的外侧油压力, N; F_{29} 为作用在弧面 29 上的内侧含气压力, N; $F_{\omega 1}$ 为第 II 油液的离心作用力, N

图 1 齿槽内工作油液的受力分析图

Fig.1 Force diagram of working oil in tooth space of gear

在图 1b 中, 如果工作油液被分成假想的如图 1b 所示的 I、II、III 的 3 块体积, 那么整个齿槽顶圆弧 47 就被分成 45、56 和 67 三段圆弧, 作用在 45 和 67 上的外侧油压力则有齿廓面 24、97 的反作用力实现径向平衡。因

此, 径向上整个齿槽内的工作油液一共受 3 个力的作用, 分别是作用在弧面 56 上的外侧油压力 $F_{56}(N)$ 、作用在弧面 29 上的内侧含气压力 $F_{29}(N)$ 和油液的离心作用力 $F_{\omega 1}(N)$, 且存在

$$F_{\omega 1} + F_{29} - F_{56} = m_{\omega 1} R_{\omega 1} \omega_1^2 + p_{gas,i^*} s_{29} B - p_i s_{56} B = 0 \quad (9)$$

式中, ω_1 为主动轮的角速度, rad/s; B 齿宽, m; $m_{\omega 1}$ 为第 II 块油液的质量, kg; $R_{\omega 1}$ 为第 II 块油液的质心半径, m; s_{56} 和 s_{29} 分别为对应位置处的齿槽圆弧的弦长, m。

要使第 II 块油液在初始位置下的径向受力保持平衡, 则必须有 $s_{56} = s_{29}$ 。其中, $m_{\omega 1}$ 、 $R_{\omega 1}$ 和 s_{29} 均为 η_{gas,i^*} 的函数, 且

$$p_{gas,i^*} = p_i (\eta_{gas,i} / \eta_{gas,i^*})^\gamma \quad (10)$$

将式 (10) 代入式 (9) 后, 得

$$m_{\omega 1} (\eta_{gas,i^*}) R_{\omega 1} (\eta_{gas,i^*}) \omega_1^2 = p_i s_{29} B [1 - (\eta_{gas,i} / \eta_{gas,i^*})^\gamma] \quad (11)$$

且, 设零值函数

$$f(\eta_{gas,i^*}) = m_{\omega 1} (\eta_{gas,i^*}) R_{\omega 1} (\eta_{gas,i^*}) \omega_1^2 - p_i s_{29} (\eta_{gas,i^*}) B [1 - (\eta_{gas,i} / \eta_{gas,i^*})^\gamma] \quad (12)$$

对式 (12) 通过 MATLAB 程序的求零值函数 $fzero()$, 可求出 η_{gas,i^*} 为

$$\eta_{gas,i^*} = fzero[@(\eta_{gas,i^*}) f(\eta_{gas,i^*}), \eta_{gas,i}] \quad (13)$$

式中, $@(\eta_{gas,i^*})$ 用于定义变量 η_{gas,i^*} , 求解 η_{gas,i^*} 的关键在于 $m_{\omega 1}$ 、 $R_{\omega 1}$ 和 s_{29} 关于 η_{gas,i^*} 的计算, 下面将给出这些计算公式。

文献[3,9]给出了 S_{CC} 如下的计算公式

$$S_{CC} = \pi \frac{r_a^2 - r_f^2}{z} - s_{arc}(r_a, r_b) - \frac{1}{2} \varphi(r_b)(r_b^2 - r_f^2) \quad (14)$$

式中, r_a 、 r_b 、 r_f 为齿顶圆、基圆和根圆的半径, m; z 为齿数; $s_{arc}(r_a, r_b)$ 为对应 r_a 、 r_b 的 2 段齿厚圆弧从轮齿中割出的弧段面积^[3,9], m^2 ; $\varphi(r_b)$ 为对应 r_b 的齿厚夹角^[3,9], ($^\circ$)。

在图 1b 中, 由 1、3、8、10 点构成的齿槽轮廓的面积 $S_{bc}(m^2)$ 为^[3]

$$S_{bc} = [\pi / z - 0.5\varphi(r_b)](r_b^2 - r_f^2) \quad (15)$$

由式 (14)、(15) 可计算出含气线^②正好与基圆线^③重合时的 η_{gas,i^*} , 且定义

$$\eta_{bc} = S_{bc} / S_{CC} \quad (16)$$

当 $\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}$ 时, 在图 1b 中, 由 1、2、9、10 点构成的齿槽轮廓的面积 $S_{gas,11}(m^2)$ 为

$$S_{gas,11} = [\pi / z - 0.5\varphi(r_b)](r_{29,1}^2 - r_f^2) = \eta_{gas,i^*} S_{CC} \quad (17)$$

式中, $r_{29,1}$ 为 $\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}$ 时的 2、9 点的轮廓半径。

由式 (17), 得

$$r_{29,1}(\eta_{gas,i^*}) = \sqrt{r_f^2 + \eta_{gas,i^*} S_{CC} / [\pi / z - 2\varphi(r_b)]} \quad (18)$$

则

$$\begin{cases} s_{29,1}(\eta_{gas,i^*}) = 2r_{29,1} \sin[0.5\varphi(r_b)] \\ m_{\omega 1,1}(\eta_{gas,i^*}) \approx \rho_{oil}(r_a - r_{29,1})s_{29,1}B \end{cases} \quad (19)$$

式中, $s_{29,1}$ 为 $\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}$ 时 2、9 点处齿槽圆弧的弦长, m; $m_{\omega 1,1}$ 为 $\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}$ 时第 II 块油液的质量, kg; ρ_{oil} 为纯净工作油液的密度, kg/m^3 。

$\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}$ 时, 在图 1b 中, 由 2、4、7、9 点构成的齿槽轮廓面积关于圆心 o_1 的面积矩 $M_{oil,11}(m^3)$ 为

$$M_{oil,11} = \frac{2\pi}{3z} (r_a^3 - r_{29,1}^3) - \int_{r_b}^{r_a} \varphi(r_i) r_i^2 dr_i - \varphi(r_b) \int_{r_{29,1}}^{r_b} r_i^2 dr_i \quad (20)$$

式中, r_i 为积分变量, m; $\varphi(r_i)$ 为对应 r_i 的齿厚夹角^[3,8], ($^\circ$); $M_{oil,11}$ 的具体推导参见文献[3]。

由式 (17)~(20), 得第 II 块油液的质心半径 $R_{\omega 1,1}(m)$ 为

$$R_{\omega 1,1} = M_{oil,11} / (S_{CC} - S_{gas,11}) \quad (21)$$

当 $\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}$ 时, 在图 1c 中, 由 2、4、7、9 点构成的齿槽轮廓的面积 $S_{oil,12}(m^2)$ 为

$$S_{oil,12} = \frac{\pi}{z} (r_a^2 - r_{29,2}^2) - s_{arc}(r_a, r_{29,2}) = (1 - \eta_{gas,i^*}) S_{CC} \quad (22)$$

式中, $r_{29,2}$ 为 $\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}$ 时 2、9 点的轮廓半径, m; $s_{arc}(r_a, r_{29,2})$ 为对应 r_a 、 $r_{29,2}$ 的 2 段齿厚圆弧从轮齿中割出的弧段面积^[3,8], m^2 。

在 MATLAB 程序中, 采用下式可求出 $r_{29,2}$ 。

$$r_{29,2}(\eta_{gas,i^*}) = fzero[@(r_{29,2}) \pi(r_a^2 - r_{29,2}^2) / z - s_{arc}(r_a, r_{29,2}) - (1 - \eta_{gas,i^*}) S_{CC}, r_b] \quad (23)$$

则

$$\begin{cases} s_{29,2}(\eta_{gas,i^*}) = 2r_{29,2} \sin[0.5\varphi(r_{29,2})] \\ m_{\omega 1,2}(\eta_{gas,i^*}) \approx \rho_{oil}(r_a - r_{29,2})s_{29,2}B \end{cases} \quad (24)$$

式中, $s_{29,2}$ 为 $\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}$ 时 2、9 点处齿槽圆弧的弦长, m; $m_{\omega 1,2}$ 为 $\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}$ 时第 II 块油液的质量, kg。

$\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}$ 时, 在图 1c 中, 由 2、4、7、9 点构成的齿槽轮廓面积关于圆心 o_1 的面积矩 $M_{oil,12}(m^3)$ 为

$$M_{oil,12} = \frac{2\pi}{3z} (r_a^3 - r_{29,2}^3) - \int_{r_{29,2}}^{r_a} \varphi(r_i) r_i^2 dr_i \quad (25)$$

式中, r_i 为积分变量, m; $\varphi(r_i)$ 为对应 r_i 的齿厚夹角^[3,6], ($^\circ$); $M_{oil,12}$ 的具体推导参见文献[3]。

由式 (22) 和式 (25), 得第 II 块油液的质心半径 $R_{\omega 1,2}(m)$ 为

$$R_{\omega 1,2} = M_{oil,12} / S_{oil,12} \quad (26)$$

因此, $m_{\omega 1}$ 、 $R_{\omega 1}$ 和 s_{29} 的计算可归纳为

$$\begin{cases} R_{\omega 1} = \begin{cases} R_{\omega 1,1}(\eta_{gas,i^*}) & (\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}) \\ R_{\omega 1,2}(\eta_{gas,i^*}) & (\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}) \end{cases} \\ s_{29} = \begin{cases} s_{29,1}(\eta_{gas,i^*}) & (\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}) \\ s_{29,2}(\eta_{gas,i^*}) & (\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}) \end{cases} \\ m_{\omega 1} = \begin{cases} m_{\omega 1,1}(\eta_{gas,i^*}) & (\eta_{gas,i^*} \leq \eta_{bc}) \\ m_{\omega 1,2}(\eta_{gas,i^*}) & (\eta_{gas,i^*} > \eta_{bc}) \end{cases} \end{cases} \quad (27)$$

4 实例计算

取 $p_i = 10^5$ Pa, $p_o = 10^6$ Pa, $\rho_{oil} = 870$ kg/m^3 , p_T 随转速 $10^3 \sim 10^4$ rad/min 逐步由 10^6 Pa 线性增加到 10^7 Pa。 $\eta_{gas,i} = 3\%$, $p_{gas,i} = 10^5$ Pa, $\eta_s = 0.8$, $K_{oil} = 1.7E09$ Pa, $\gamma = 1.4$ 。

泵齿轮副的 2 组基本参数如表 1 所示, 其中的第 1 组参数选自文献[15]; 该两组参数下对应的 S_{CC} 、 $S_{T,min}$ 、 $S_{T,max}$ 如表 2 所示。

表1 泵齿轮副的2组基本参数

Table 1 Two sets of general parameters of gear pair

组别	模数 m	齿数 z	压力角 $\alpha/(\circ)$	啮合角 $\alpha_n/(\circ)$	齿顶高系数 h^*	顶隙系数 c^*
第1组	4.75	10	20.67	24.4	1	0.25
第2组	3	10	20	25	1	0.25

表2 两组齿槽截面积、最小最大困油面积的计算结果

Table 2 Sectional area of tooth space and minimum/maximum area of trapped oil

组别	齿槽面积 S_{CC}/m^2	最小困油面积 $S_{T,min}/m^2$	最大困油面积 $S_{T,max}/m^2$
第1组	9.13E-05	1.50E-05	2.35E-05
第2组	3.66E-05	6.74E-06	9.90E-05

图2显示了离心作用影响下的进油口修正含气比 η_{gas,i^*} 、容积效率 η_{vl} 和有效体积弹性模量 K_T 随转速 $n(\text{rad}/\text{min})$ 的变化曲线。

如果由最小困油容积引起的工作油液损失所带来的容积效率 $\eta_{v,s}$ ，按以下公式来计算

$$\eta_{v,s} = S_{T,min} / S_{CC} \quad (28)$$

那么,由表2知,第1组的 $\eta_{v,s}$ 为83.6%;第2组为81.5%,第1组优于第2组。

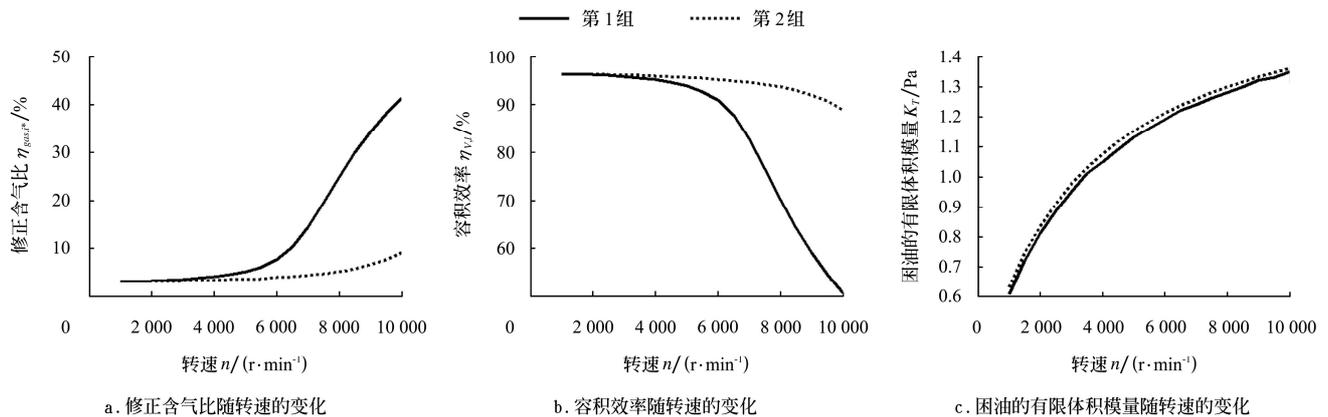


图2 离心修正含气比、容积效率和困油的有限体积弹性模量随转速变化的曲线

Fig.2 Change curve of amendment to original gas volume percentage and volumetric efficiency and bulk modulus of trapped oil with changed speed

5 结论

1) 离心作用对容积效率和困油现象的影响相反, 转速越高, 对容积效率的不利影响越明显, 对困油现象的有利影响越不明显; 转速越低, 情况正好相反。

2) 出口压力越高, 离心作用对困油现象的有利影响越不明显; 出口压力越低, 该影响越明显。

3) 随着泵高速化的发展, 离心作用造成的效率损失, 必须通过油液弥补或者填充的方式加以克服。

4) 小模数、少齿数和负变位的齿形参数能缓解离心作用的影响, 考虑到泵其他性能方面的要求, 齿形参数的选择存在最优化的问题。

[参考文献]

[1] 杨元模, 刘朝晖. 外啮合齿轮泵抽空现象探究及解决方

法[J]. 液压与气动, 2006(12): 81—83.

由图2a、b知, 不同齿形参数下的 η_{gas,i^*} 和 η_{vl} 是不同的, 其差距虽然低速时不明显, 但会随着转速的增加而急剧拉大, 单从 η_{vl} 看, 第2组参数要明显优于第1组。

由式(11)知, η_{gas,i^*} 会随着 $m_{\omega 1}$ 和 $R_{\omega 1}$ 的减小而变小, 所以, 希望采用小模数、少齿数和负变位的齿形参数, 但这样的选择会与泵的其他性能要求有违背的地方, 比如, 较大的正变位系数可减轻困油现象等^[1], 因此, 存在一个基本参数最优化的问题^[15]。

如果困油压力 p_T 分成以下两部分

$$p_T = p_o + \Delta p_T \quad (29)$$

式中, Δp_T 为困油压力增量, 其大小能够反映困油现象的严重程度。

总体上, 转速 n 越高, dV_T/dt 越大^[3,15], 由式(2)知, 则 p_T 即 Δp_T 越大; 同时, 转速越高, 修正含气比 η_{gas,i^*} 越大, K_T 越小, 则会使 p_T 即 Δp_T 有所减缓。因此, 修正后的含气比 η_{gas,i^*} 相对于初始含气比 $\eta_{gas,i}$ 对缓解困油现象有积极的一面。但由式(8)知, 但这种影响将随着出口压力 p_o 或转速的增加而变弱。这在图2c中, 由同一转速下的2组数值随转速的增加而越发接近得以验证。

另外, 比较图2b和c后看出, 离心作用对容积效率和困油现象的影响是相反的。

Yang Yuanmo, Liu Chaohui. Probe and solution to empty pumping in outer-engaged gear pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2006(12): 81—83. (in Chinese with English abstract)

[2] 杨元模. 解决困油液离心作用造成齿轮泵容积效率低的方法[J]. 井冈山大学学报: 自然科学, 2006, 27(6): 53—55. Yang Yuanmo. Method for solving low volumetric flow rate caused by centrifugal force in gear pump[J]. Journal of Jinggangshan University: Natural Sciences, 2006, 27(6): 53—55. (in Chinese with English abstract)

[3] 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.

Li Yulong. Mechanism and Modeling and Verification of Trapped Oil in External Gear Pump[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2009. (in Chinese with English

- abstract)
- [4] Eaton M, Keogh P S, Edge K A. Modeling and simulation of pressures within the meshing teeth of gear pumps[C]//Proceedings of International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2001: 13—15.
- [5] Borghi M, Paltrinieri F, Milani M. The influence of cavitation and aeration on gear pumps and motors meshing volumes pressures[C]//Proceedings of 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2006 - Fluid Power Systems and Technology Division, Chicago, IL, United States, 2006: 5—10.
- [6] 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.
- [7] 顾建勤. 外啮合齿轮泵油压测试方法与分析[J]. 上海工程技术大学学报, 2003, 17(4): 281—285.
Gu Jianqin. Testing method and analysis of pressure in outer gear pumps[J]. Journal of Shanghai University of Engineering Science, 2003, 17(4): 281—285. (in Chinese with English abstract)
- [8] External Gear Pump[Z]. URL: http://www.simerics.com/gallery_gear_pump.html, 2008.
- [9] 李玉龙, 许泽银, 徐强. 齿轮泵补偿面设计的参数化研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(8): 70—73.
Li Yulong, Xu Zeyin, Xu Qiang. Parameter design of balance area for external gear pump[J]. Transactions of the CSAM, 2005, 36(8): 70—73. (in Chinese with English abstract)
- [10] 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.
Li Yulong, Liu Kun. Established formulas for trapped-oil area and relief-load area of external spur-gear pump[J]. Transactions of the CSAM, 2009, 40(6): 203—207. (in Chinese with English abstract)
- [11] Wikipedia. Bulk modulus[Z]. http://en.Wikipedia.org/wiki/Bulk_modulus, 2007.
- [12] 李玉龙, 刘焜. 外啮合齿轮泵卸荷面积的精确仿真分析[J]. 农业工程学报, 2009, 25(3): 42—45.
Li Yulong, Liu Kun. Precise simulation analysis of relief area of external spur-gear pump[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(3): 42—45. (in Chinese with English abstract)
- [13] 刘英学. 水波泵的流体力学理论和实验研究[D]. 上海: 上海大学, 2008.
Liu Yingxue. Hydrodynamics Theory and Experimental Study on Water Wave Pump[D]. Shanghai: Shanghai University, 2008. (in Chinese with English abstract)
- [14] 李玉龙, 刘焜. 考虑困油和卸荷的外啮合齿轮泵动态扭矩计算[J]. 农业工程学报, 2009, 25(4): 91—95.
Li Yulong, Liu Kun. The calculation of dynamic hydraulic torque of external spur-gear pump provided with relief groove and trapped pressure[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(4): 91—95. (in Chinese with English abstract)
- [15] 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 CSAM, 2009, 40(9): 214—19. (in Chinese with English abstract)

Theoretical analysis of volumetric efficiency and phenomenon of trapped oil under centrifugation in external spur-gear pump

Li Yulong, Sun Fuchun

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

Abstract: For understanding the impact of high-speed centrifugation caused by rotating hydraulic oil on volumetric efficiency and phenomenon of trapped oil in external spur-gear pump, the amendment to original gas volume percentage mixed in inlet working oil was presented for analysis of this impact. From the assumption on only considering the compressibility of oil mixed with gas, and pure hydraulic oil and mixed oil respectively accumulated in outside and inside of non-tooth space, the formula of volumetric efficiency only under the impact of centrifugation, gas volume percentage mixed in trapped oil and amendment to original mixed gas volume percentage were derived. The simulation results of two sets of data showed that the impact on phenomenon of trapped oil under centrifugation was opposite to volume efficiency, the higher rotate speed, the smaller volume efficiency; the lower outlet pressure, the better effect of centrifugation on phenomenon of trapped oil. These indicate that the general parameters of gear pair in external spur-gear pump should be optimally designed, and the method can provide a reference for high-speed development of external spur-gear pump.

Key words: gear pumps, efficiency, centrifugation, phenomenon of trapped oil, mixed gas