

油液污染颗粒引起的齿轮泵劣化失效研究*

刘 勇^{1,2} 马 彪¹ 张赛飞³ 颜 煜⁴

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 中北大学机械与动力工程学院, 太原 030051;
3. 伊利诺伊大学厄巴纳-香槟分校多相流研究中心, 厄巴纳-香槟 61820;
4. 中国人民解放军驻长沙军事代表室, 长沙 410014)

摘要: 综合传动系统油液污染度较高,污染颗粒磨损极易引发齿轮泵流量劣化。基于齿轮泵流量劣化机理,从颗粒破碎的微观角度建立了端面间隙泄漏通道的污染颗粒破碎模型,确定了颗粒破碎常数与泄漏因子的取值。在此基础上推导齿轮泵流量劣化模型,建立了污染颗粒质量与磨损参数的线性关系,并分析了污染颗粒浓度、齿轮泵结构参数等影响因素。试验验证结果表明,齿轮泵流量劣化模型能较好地解释颗粒破碎、磨屑生成等污染磨损过程,并从理论角度提出齿轮泵污染耐受度的估算方法。该模型对于综合传动液压润滑系统设计与污染控制研究有重要的实用价值。

关键词: 齿轮泵 液压 污染颗粒 劣化模型

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)02-0316-06

Failure Analysis of Degradation Induced by Contaminant Particles in Gear Pump

Liu Yong^{1,2} Ma Biao¹ Zhang Saifei³ Yan Yu⁴

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China
2. School of Mechanical and Power Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China
3. Multiphase Flow Research Lab, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana-Champaign 61820, USA
4. Military Deputy Office of PLA in Changsha, Changsha 410014, China)

Abstract: The flow degradation of gear pump was induced by the contaminant particles entrained in the fluid within the power shift steering transmission (PSST). On the basis of the degradation mechanisms of gear pumps, the mathematic model for the broken process of contaminants was proposed through the investigation of contaminants entrained into the leakage path in the clearance between the gear ends and the end plates. Within the model, both the values for the particle broken constant and the leakage rate were determined. Thereafter, the degradation model for gear pump was derived for the inference on the relationship of the contaminant mass with wear parameter. In addition, the effects of the contaminant level and the construction parameters were also analyzed. Results showed that the contaminant wear, including the process of particle broken and wear debris generation, can be well interpreted by the degradation model. Meanwhile, the prediction method of contaminant sensitivity for gear pumps was provided by the model, which was valuable and practical for the improvement of hydraulic and lubricated system in PSST.

Key words: Gear pump Hydraulics Contaminant particles Degradation model

收稿日期: 2014-10-31 修回日期: 2014-12-03
* 国防科工局“十二五”传动基金资助项目(VTDP-3503)和总装“十二五”预研资助项目(40402010104)
作者简介: 刘勇, 博士生, 中北大学讲师, 主要从事油液污染分析与控制研究, E-mail: ly13934516585@gmail.com
通讯作者: 马彪, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆总体设计、润滑与摩擦研究, E-mail: mabiao@bit.edu.cn

引言

外啮合齿轮泵结构简单、自吸能力强、制造和维护方便,是车辆综合传动系统中重要的液压、液力及润滑系统的供油部件^[1]。综合传动系统油液污染严重,则齿轮泵工作环境恶劣,加之齿轮轴承受径向不平衡力,极易导致齿轮泵严重磨损而性能劣化,具体表现为内泄漏量增大造成供油流量降低。这种由污染磨损引起的性能劣化会最终导致齿轮泵失效,因此对其劣化机理及影响因素的研究需求日益迫切。

污染磨损引起的齿轮泵性能劣化作为一个重要研究方向,受到国内外学者的广泛关注^[2-10]。但是,目前研究的重点仍停留在试验研究或非直接测量(油液分析)技术,对于齿轮泵污染磨损导致劣化失效的机理及详细数学模型方面仍缺乏相关研究。

本文从微观角度,基于齿轮泵的污染磨损与劣化机理分析,由污染颗粒破碎模型推导其流量劣化的数学模型,并分析相关影响因素。

1 齿轮泵劣化失效

1.1 流量劣化失效

工作在一定污染条件下的齿轮泵,最有代表性的性能劣化评定参数是流量。文献[11]认为,当泵的工作输出流量低于泵额定流量的 70% 时,泵便丧失其工作性能,即出现劣化失效。

泵的输出流量下降主要由内泄漏造成。泵内泄漏是通过壳体与齿轮端面间的径向间隙和端盖与齿轮顶面间的端面间隙产生的,如图 1 所示。其中,端面间隙是泄漏的主要通道,其泄漏量约占泵总泄漏量的 75% ~ 80%。文献[12]也指出,齿轮泵流量下降的主要原因是齿轮端面和端盖的磨损。

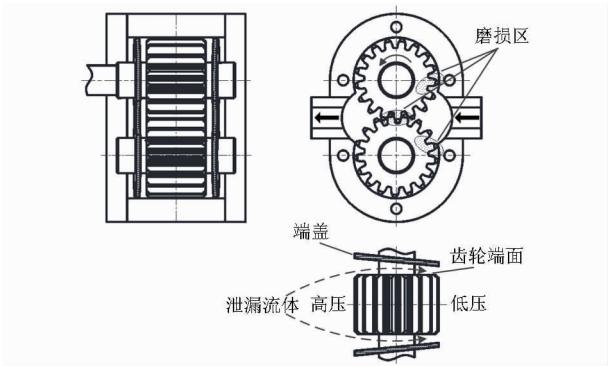


图 1 齿轮泵磨损简图
Fig.1 Sketch of gear pump

1.2 污染磨损

齿轮泵磨损状况复杂,各国学者对此进行了大量研究并取得了一定成果。齿轮泵磨损区域如图 1

所示,主要是靠近吸油腔的端盖处、齿顶和壳体接触区、齿轮啮合区。

由文献[13]可知,齿轮轴在实际工作中,会受到齿轮泵内压油腔和吸油腔压差产生的径向不平衡力,从而向吸油腔偏斜,造成吸油腔处齿顶与壳体内孔顶间隙减小,严重时甚至发生实际接触。此外,齿轮端面与端盖之间还受油楔动压影响(图 1),结合端盖所承受压油腔和吸油腔的压差,最终使得端盖与齿轮端面在吸油腔中产生相互接触^[14]。

综合传动的液压、润滑系统中存在着一定数量尺寸、类型各异的污染颗粒。这些颗粒随油液被吸入齿轮泵,又随着高压油排出泵外。在泵内流动过程中,由于泵的运动配合面间存在间隙,颗粒在压力场及速度场的作用下进入到配合面中,并与配合面发生接触及相对运动,磨损也随之产生:①颗粒磨损形式包括二体和三体磨损。②配合面间隙变化对颗粒产生接触与挤压,造成部分大尺寸颗粒破碎。

2 齿轮泵流量劣化模型

假设齿轮泵内运动副表面充分分离(不存在二体磨损),且排除运行中气穴与腐蚀现象,即认为所有的磨损都是由污染颗粒产生。此外,还应做如下假设:①随磨损的发展,颗粒的研磨效果有明显衰减。②外力作用下大尺寸颗粒存在破碎效应。③磨损生成的磨屑的尺寸都较小。

2.1 颗粒破碎模型

由于液体动压效应,齿轮端面与端盖的接触概率低,磨损主要由流过间隙的污染颗粒引起。对齿轮泵来说,泄漏的流体仍会重新进入吸油腔。图 2 表示齿轮泵的磨损模型,其中液压回路内的油液总体积由 V 来表示。

$f(x)$ 表示油液体积中的污染颗粒分布函数。泄

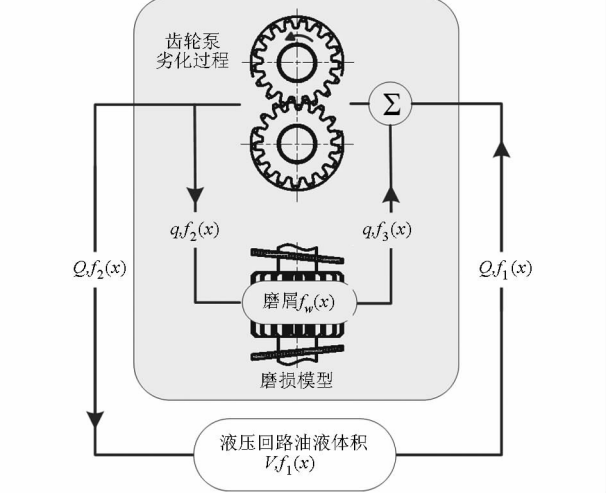


图 2 齿轮泵磨损劣化过程示意图
Fig.2 Degradation process for gear pump

漏流体携带污染颗粒通过间隙,颗粒将发生破碎从而生成尺寸较小的磨屑。这里,由于端盖与齿轮端面间存在倾斜角度,使得尺寸大于临界颗粒尺寸 d_{crit} 的颗粒都被破碎,则破碎后单位体积油液中的磨屑质量为

$$\int_0^\infty f_w(x) dx = \int_0^{d_{crit}} f_w(x) dx + \int_{d_{crit}}^\infty f_w(x) dx = \int_0^{d_{crit}} f_w(x) dx + 0 = n_w \tag{1}$$

式中 n_w ——单位体积油液中的磨屑质量,kg/L
从三体磨损的角度来看,只有尺寸大于 d_{crit} 的颗粒会造成磨损。假设磨损程度与颗粒尺寸无关,则颗粒质量分布函数可以由单位体积油液中的无损伤颗粒质量 n 与损伤颗粒质量 N 表示,即

$$\int_0^\infty f_1(x) dx = \int_0^{d_{crit}} f_1(x) dx + \int_{d_{crit}}^\infty f_1(x) dx = n_1 + N_1 \tag{2}$$

$$\int_0^\infty f_2(x) dx = \int_0^{d_{crit}} f_2(x) dx + \int_{d_{crit}}^\infty f_2(x) dx = n_2 + N_2 \tag{3}$$

由于间隙存在,小于 d_{crit} 的小颗粒不破碎,而大颗粒破碎后变为小颗粒,这样经过 dt 时间后,油液中颗粒质量的增量是守恒的(即大颗粒质量减小,小颗粒质量增加)。经过 dt 时间后,回路中总的油液体积中的颗粒相对质量的增量与由于颗粒破碎产生的齿轮泵入口和出口的相对质量增量相等,即

$$V[N_1(t+dt) + n_1(t+dt) - (N_1(t) + n_1(t))] = Qdt[N_2(t) + n_2(t) - (N_1(t) + n_1(t))] \tag{4}$$

或 $Q[N_2 - N_1 + n_2 - n_1] = V\left(\frac{dN_1}{dt} + \frac{dn_1}{dt}\right) \tag{5}$

其中 $N_i \equiv N_i(t)$ $n_i \equiv n_i(t)$
式中 N_i ——单位体积油液中大于 d_{crit} 的颗粒质量,kg/L
 n_i ——单位体积油液中小于 d_{crit} 的颗粒质量,kg/L
 Q ——流量,L/min

由于真实分布并未变化,式(5)可分解为

$$\frac{dN_1}{dt} = \frac{Q}{V}(N_2 - N_1) \tag{6}$$
$$\frac{dn_1}{dt} = \frac{Q}{V}(n_2 - n_1) \tag{7}$$

但是,在磨损模型处,质量分布将会产生变化。大颗粒随泄漏流体进入端盖间隙,其中的一部分会对端盖造成磨损并产生磨屑,这些产生磨损的颗粒同时也被破碎。受泄漏流速的影响,一部分大颗粒会由于流速原因直接通过间隙,因此并不是全部大颗粒都会产生磨损。假设颗粒破碎常数 α 由流速

决定,则参与磨损并破碎的大颗粒单位体积油液中的质量为

$$N_3 = \alpha N_2 \tag{8}$$

泄漏流体通过端盖间隙后,大颗粒破碎为小颗粒并同时生成磨屑,使得流体内小颗粒单位体积油液中的质量增加,即

$$n_3 = (1 - \alpha)N_2 + n_2 + n_w \tag{9}$$

三体磨损理论认为,磨屑的生成应与参与磨损的颗粒质量呈正比^[15],假设磨屑生成的比例由磨屑生成因子 α_w 表示,则由磨损产生的磨屑单位体积油液中的质量为

$$n_w = \alpha_w(1 - \alpha)N_2 \tag{10}$$

由图2可知,系统各点流量与污染颗粒单位体积油液中的质量的关系可表示为

$$(Q + q)N_2 = QN_1 + qN_3 \tag{11}$$

$$(Q + q)n_2 = Qn_1 + qn_3 \tag{12}$$

泄漏流量 q 与回路流量 Q 呈正比,即

$$q = \beta Q \tag{13}$$

其中, β 为泄漏因子,它是由磨屑单位体积油液中的质量 n_w 和齿轮泵几何参数共同决定的,则

$$\frac{d\beta}{dt} = F(n_w) \tag{14}$$

简化的表达式为

$$\frac{d\beta}{dt} = \theta n_w \tag{15}$$

即 $\beta = \theta n'_w + \beta_0$
式中 θ ——磨损率常量
 β_0 ——泄漏因子 β 的初值
假设 β 是常数(不随时间变化),即 $\theta = 0$ 、 $\beta = \beta_0$,联立方程组(6)、(8)、(11)和(13),可得

$$\frac{dN_1}{dt} = -\frac{Q}{V} \frac{(1 - \alpha)\beta}{1 + (1 - \alpha)\beta} N_1 \tag{16}$$

式(16)是一阶微分方程,可令

$$\varepsilon = \frac{(1 - \alpha)\beta}{1 + (1 - \alpha)\beta} \tag{17}$$

可得 $N_1 = N_0 \exp(-(Q/V)\varepsilon t) \tag{18}$

式中 N_0 ——液压回路初始状态下单位油液体积中的颗粒质量

类似地,联立式(7)、(9)、(12)、(13)和(18),可以得出

$$\frac{dn_1}{dt} = -\frac{Q}{V} \varepsilon (1 + \alpha_w) N_1 \tag{19}$$

若液压回路初始状态下单位油液体积中的颗粒质量为 n_0 ,则

$$n_1 = n_0 + N_0(1 + \alpha_w)[1 - \exp(-(Q/V)\varepsilon t)] \tag{20}$$

式(20)中可以看出, N_0 的质量损失最终反映在 n_1 的质量增量上, 即

$$n'_w = N_0 \alpha_w [1 - \exp(-Q/V) \varepsilon t)] \quad (21)$$

2.2 流量劣化模型

单位体积油液中的磨屑质量 n_w 主要来源于携带污染颗粒的泄漏流体流经间隙表面, 在齿轮端面与端盖的相对运动中产生的三体磨损。假设磨损在间隙表面分布均匀, 则单位体积油液中的磨屑质量近似等于间隙过流面积常数乘以间隙的变化量 Δh , 即

$$\Delta h = \xi_h n_w \quad (22)$$

其中 $\xi_h = \frac{1}{\rho_{aver} A}$

式中 ρ_{aver} ——磨屑平均密度
 A ——过流面积

端盖间隙处由于密封带长, 同时齿顶线速度形成的剪切流动又和油液泄漏方向相反, 故对泄漏的影响较小。对于泄漏流体流过相对运动的平板间隙, 若只考虑压差流动, 则泄漏量与间隙的关系为^[16]

$$q = \xi h^3 \quad (23)$$

式中 h ——端面间隙

ξ ——泄漏常数(由压差和间隙结构参数决定)

齿轮泵标准污染耐受度测试是以每 30 min 为一个阶段, 将该运行时间内的污染物与随之生成的磨屑全部滤除。每个测试阶段开始时记录流量 Q_{0i} , 很明显该数值是逐渐下降的, 代表了泵的流量劣化过程, 且极限值为初始流量 Q_0 的 70%。

令

$$h = h_0 + \Delta h = h_0 \left(1 + \frac{\Delta h}{h_0}\right) = h_0 (1 + \xi_1 n_w) \quad (24)$$

其中 $\xi_1 = \xi h_0 / h_0$

式中 h_0 ——间隙的初始高度

将式(24)代入式(23), 可得

$$q_i = \xi h_0^3 (1 + \xi_1 n_w)^3 = q_0 (1 + \xi_1 n_w)^3 \quad (25)$$

其中 $q_i = Q_v - Q_i \quad (26)$

$$q_0 = Q_v - Q_0 \quad (27)$$

式中 Q_v ——泵的理论流量

q_0 ——初始泄漏量

将式(26)、(27)代入式(25)并整理, 可得

$$\xi_1 n_w = \sqrt[3]{\frac{1 - Q_i/Q_v}{1 - Q_0/Q_v}} - 1 = \sqrt[3]{\frac{1 - \frac{Q_i Q_0}{Q_0 Q_v}}{1 - \frac{Q_0}{Q_v}}} - 1 \quad (28)$$

或 $\xi_1 n_w = \sqrt[3]{(1 - \delta_i \eta_v)/(1 - \eta_v)} - 1 \quad (29)$

其中 $\delta_i = Q_i/Q_0 \quad \eta_v = Q_0/Q_v$

式中 δ_i ——劣化系数 η_v ——容积效率

一般地, 当泵的排量增大时, 端面间隙 h_0 也增大, 可以预见 ξ_1 将随之减小。即假设 ξ_1 与泵的排量呈倒数关系是合理的。

将式(21)代入式(29), 由于 $\exp(-(Q/V) \varepsilon t)$ 项在磨损中影响微小到可以忽略(参考 4.1 节), 则

$$V \xi_1 \alpha_w (N_0)_i = \sqrt[3]{(1 - \delta_i \eta_v)/(1 - \eta_v)} - 1 \quad (30)$$

式中 $(N_0)_i$ ——第 i 个测试阶段注入的单位体积油液中的污染物质量

令磨损参数

$$\gamma = \sqrt[3]{(1 - \delta_i \eta_v)/(1 - \eta_v)} - 1 \quad (31)$$

且 $\xi_2 = V \xi_1 \alpha_w \quad (32)$

式中 ξ_2 ——曲线斜率

最终的流量劣化模型可以表示为

$$\xi(N_0)_i = \gamma \quad (33)$$

3 模型验证

为了验证齿轮泵劣化模型, 取 2 种齿轮泵进行流量劣化(污染耐受度)测试。不同颗粒尺寸范围与对应的劣化系数如图 3 所示。试验用污染物选取 ACFTD(Air cleaner fine test dust)粉尘, 且依次增大污染物尺寸范围。在每个测试阶段结束, 过滤油液并加入下一个尺寸段颗粒, 试验持续到流量劣化系数达到 0.7(1 号泵)或注入污染物达最大尺寸(2 号泵)结束。

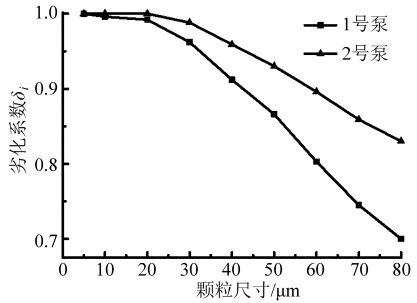


图 3 齿轮泵流量劣化曲线

Fig. 3 Degradation curves of pump flow

根据前节建立的劣化模型, 磨损开始(即劣化系数开始变化)时的注入污染物尺寸被认为是污染敏感尺寸 d_{crit} , 且外啮合齿轮泵的容积效率 η_v 一般为 90% 左右。根据式(30), 对于 d_{crit} 和 ξ_i 的取值可以采用最小二乘法求得近似值^[17], 计算结果见表 1。同时, 试验环境参数与相关系数也在表中列出。

为了便于比较, 两台被试泵的不同尺寸范围的单位体积油液颗粒质量及其磨损参数如图 4 所示, 虚线表示最小二乘法计算得到的 ξ 值(斜率)。可

表 1 污染耐受度测试结果
Tab.1 Contaminant sensitivity test

工作 编号	初始 压力/ MPa	单位体积油 流量/ (L·min ⁻¹)	液颗粒质量/ (mg·L ⁻¹)	η_v	$d_{crit}/\mu\text{m}$	ξ_i
1	15.8	90.0	298	0.9	15	4.5×10^{-5}
2	15.9	102.2	295	0.9	20	2.0×10^{-4}

以看出,模型计算结果与试验结果基本吻合,说明所建立的流量劣化模型正确、有效。

4 劣化模型影响因素分析

4.1 ε 值的讨论

齿轮泵污染耐受度标准测试中,由于颗粒的破碎效应,磨损程度是依照破碎时间常数 9 min 呈指数降低的。标准测试方法中规定循环油液容积为被试泵额定流量的 1/4,即 $V/Q=0.25$ 。因此,对于破碎时间常数 9 min, N_1/N_0 与 ε 的关系如图 5 所示。

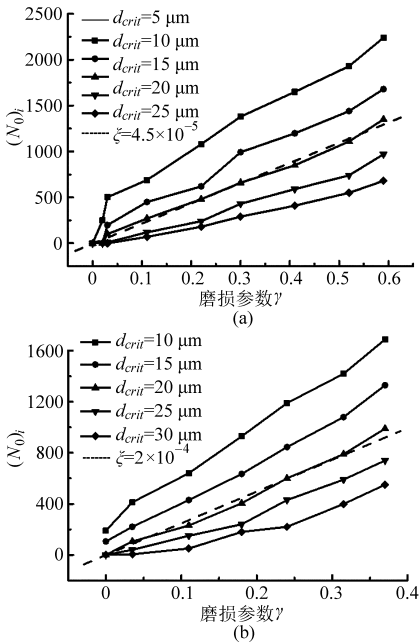


图 4 试验与计算结果对比
Fig. 4 Data for pumps as test compared with model
(a) 1 号泵 (b) 2 号泵

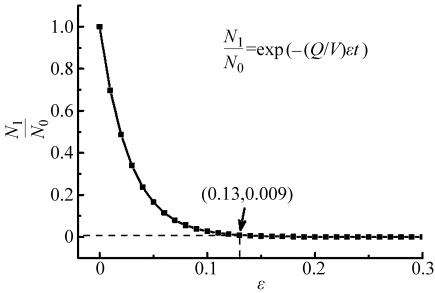


图 5 颗粒破碎比 N_1/N_0 与 ε 的关系
Fig. 5 Variation of N_1/N_0 with ε

取值应使得 N_1/N_0 (剩余大磨粒占比) 趋于不变,即变化速度趋近于零。因此,式(18)右边项对 t 求导,令其截断误差小于 0.01,即

$$\begin{aligned} & d(\exp(-(Q/V)\varepsilon t))/dt = \\ & -(Q/V)\varepsilon \exp(-(Q/V)\varepsilon t) \leq 0.01 \end{aligned} \tag{34}$$

求解指数方程,得 $\varepsilon \approx 0.13$ 。

此时, $N_1/N_0=0.009$,说明 $\exp(-(Q/V)\varepsilon t)$ 项在 9 min 后远小于 1,这也为式(30)的假设提供了支撑^[18]。

4.2 颗粒破碎常数 α 与泄漏因子 β

ε 值被确定后,由式(17)可求得颗粒破碎常数 α 与泄漏因子 β 的变化规律,如图 6 所示。可以看出,尽管 α 随 β 的增长逐渐趋近于 1,但两者变化规律并不相同。由于泵的泄漏量不会超过流量, β 的极值可能为 1。然而, α 虽然不断增长并趋近于 1,但始终无法达到,原因是由于总泄漏量中,有少部分流量(携带污染颗粒)是通过齿轮顶面间隙泄漏的。

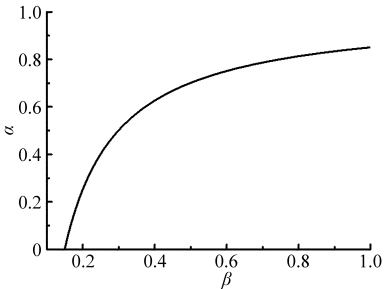


图 6 破碎常数 α 与泄漏因子 β 变化
Fig. 6 Variation of α with β

4.3 排量及结构参数

根据式(22), ξ_h 的值与泵的尺寸呈倒数关系(物理意义)。在设计齿轮泵时,若泄漏流体被限制在更狭窄的通道中(即更小的过流面积 A),势必会产生较大的 ξ_h 与随之增大的 ξ 。

因此,齿轮泵的污染耐受度受过流面积的影响。设计时将泄漏流体分散到更大的过流面积,要比为实现紧凑的设计目标而形成的狭窄的泄漏路径更为合理。对于外啮合齿轮泵,过流面积由齿轮分度圆直径决定。由于模数对排量呈指数关系,相同排量下,适当增大模数(受最大泄漏量限制)更容易获得更大的过流面积和更高的污染耐受度。

4.4 颗粒污染度

为了获得高污染度下的磨损情况,参照文献[19]中的试验数据,分析并对比同一种泵在 3 种不同污染度下的劣化过程与结果。表 2 中 3 个样本各自的 ξ 的估计值,是随着污染物浓度上升而不断下降的。这也可以等效于 d_{crit} 或 α_w 的降低。

一般认为,污染物浓度升高势必带来磨损速度

按照标准测试中观察到的磨损停止现象, ε 的

表 2 不同污染度 ξ 值

Tab. 2 Values for ξ under various contaminant levels					
编号	初始	单位颗粒	η_v	d_{crit} / μm	ξ_i
	流量/ ($\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$)	质量/ ($\text{mg}\cdot\text{L}^{-1}$)			
1	80.6	99	0.9	20	1.4×10^{-3}
2	82.5	197	0.9	15	7.4×10^{-4}
3	81.4	299	0.9	10	4.5×10^{-4}

的加快。 d_{crit} 随污染物浓度升高而下降,暗示着更多的污染颗粒被破碎。因此,同一型号齿轮泵污染耐受度并非固定不变,若在较高污染度下工作,反而会由于大量小颗粒的堆积等原因引起污染耐受度的降低。

4.5 模型的改进与展望

建模过程中,压力与粘度的影响并没有直接体现在模型中,而是间接通过 η_v 来反映。另外,确定模型中其他参数的准确值也需要进一步的理论与试验分析。

模型中假设损伤颗粒会破碎为尺寸较小的非损

伤颗粒,这并不是污染颗粒从磨损状态向非磨损状态转变的唯一途径。例如某些颗粒会在磨损后钝化,失去锋利的刃口。这部分颗粒建模中在被忽略的。

齿轮泵污染耐受度还可以通过分析齿轮轴高低压差作用下的动力学作用形成的间隙变化来解释。此外,流量劣化模型经扩展后可适用于磨损程度与剩余寿命预测^[20]。

5 结论

(1) 结合车辆综合传动装置齿轮泵流量劣化机理分析,从颗粒污染物破碎的微观角度建立了齿轮泵的污染颗粒破碎模型,在此基础上推导齿轮泵流量劣化模型,经试验验证准确、有效。

(2) 齿轮泵污染耐受度受到结构参数、工作压力与流量、颗粒污染度等级等多方面因素影响,对上述因素的影响进行了分析并提出相应的设计原则。

参 考 文 献

1 张英锋,马彪,朱愿,等. 基于超球面支持向量机的综合传动状态判别[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2012, 42(1): 13–18. Zhang Yingfeng, Ma Biao, Zhu Yuan, et al. State identification of power-shift steering transmission based on hypersphere support vector machine [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2012, 42(1): 13–18. (in Chinese)

2 Silva G. Wear generation in hydraulic pumps [C]. SAE Paper 901679, 1990.

3 Gaiewski D C. A methodology for determining degraded pump performance based on in-service test criteria or data [C] // ASME 2011 Power Conference, 2011, 2: 255–259.

4 Lamoureux B, Masse J R, Mechbal N. Diagnostics of an aircraft engine pumping unit using a hybrid approach based-on surrogate modeling [C] // 2013 IEEE Conference on Prognostics and Health Management, 2013:1–8.

5 Li Bo, Fang Liang, Sun Kun. Variance of particle size: another monitor to evaluate abrasive wear [J]. Tribology Letters, 2014, 55(3): 465–472.

6 Kwon Soon-man, Kim Chang-hyun, Shin Joong-ho. Optimal rotor wear design in hypotrochoidal gear pump using genetic algorithm [J]. Journal of Central South University, 2011, 18(3): 718–725.

7 马纪明,詹晓燕. 具有随机退化特性的柱塞泵性能可靠性分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(14): 189–193. Ma Jiming, Zhan Xiaoyan. Performance reliability analysis of a piston pump affected by random degradation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(14): 189–193. (in Chinese)

8 王安麟,张小路,刘巍,等. 齿轮泵轴向浮动侧板力矩平衡机制改进[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2013, 41(10): 1579–1583. Wang Anlin, Zhang Xiaolu, Liu Wei, et al. Moment balance mechanism of gear pump’s axial floating wear plate [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2013, 41(10): 1579–1583. (in Chinese)

9 李跌. 离心泵内部固液两相流动数值模拟与磨损特性研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2014. Li Die. The research on numerical simulation and abrasion property of solid-liquid two-pharse-flow centrifugal pump [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2014. (in Chinese)

10 葛鹏飞,郑长松,马彪. 液压阀污染磨损失效研究及影响因素分析[J]. 兵工学报, 2014, 35(3): 298–304. Ge Pengfei, Zheng Changsong, Ma Biao. Study on the contamination wear failure of hydraulic valve and the influencing factors [J]. Acta Armamentarii, 2014, 35(3): 298–304. (in Chinese)

11 Koc E, Hooke C J. An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps [J]. Wear, 1997, 209(1–2): 184–192.

12 Liu Yinshui, Wu Defa, He Xiaofeng, et al. Materials screening of matching pairs in a water hydraulic piston pump [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2009, 61(3): 361–364.

13 Emiliano Mucchi, Gianluca D Elia, Giorgio Dalpiaz. Simulation of the running in process in external gear pumps and experimental verification [J]. Meccanica, 2012, 47(3): 621–637.

- piezoelectric pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(9): 284 – 288, 278. (in Chinese)
- 12 吴丽萍. 扁锥腔无阀压电泵理论与试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
Wu Liping. Theoretical and experimental research of valveless piezoelectric pump with flat-cone-shape pump chamber[D]. Changchun: Jilin University, 2008. (in Chinese)
- 13 夏齐霄, 张建辉, 雷红, 等. 非对称群峰结构无阀压电泵的理论分析[J]. 光学精密工程, 2008, 16(12): 2391 – 2397.
Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Lei Hong, et al. Theoretical analysis of novel valve-less piezoelectric pump with cluster of unsymmetrical hump structure[J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 16(12): 2391 – 2397. (in Chinese)
- 14 Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Lei Hong, et al. Theoretical analysis and experimental verification on flow field of piezoelectric pump with unsymmetrical slopes element[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(5): 735 – 744.
- 15 夏齐霄, 张建辉, 李洪, 等. 非对称坡面底无阀压电泵[J]. 光学精密工程, 2006, 14(4): 641 – 647.
Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Li Hong, et al. Valve-less piezoelectric pump with unsymmetrical slope chamber bottom[J]. Optics and Precision Engineering, 2006, 14(4): 641 – 647. (in Chinese)
- 16 Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Huang Yi, et al. Principle and experimental verification of caudal-fin-type piezo-stack pump with variable-cross-section oscillating vibrator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(1): 128 – 136.
- 17 胡笑奇, 张建辉, 黄毅, 等. 仿尾鳍式变截面摆动振子无阀压电叠堆泵的结构设计[J]. 光学精密工程, 2011, 19(6): 1334 – 1343.
Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Huang Yi, et al. Structure design of caudal-fin-type piezoelectric-stack pump with variable cross-section oscillating vibrator [J]. Optics and Precision Engineering, 2011, 19(6): 1334 – 1343. (in Chinese)
- 18 胡笑奇, 张建辉, 夏齐霄, 等. 柔性尾长对尾鳍式压电泵的影响[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8): 167 – 173.
Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Xia Qixiao, et al. Influence from length of flexible caudal-fin for caudal-fin-type piezoelectric pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 167 – 173. (in Chinese)
- 19 南京航空航天大学. 内置可旋转多嵌块无阀压电泵: 中国, ZL 2006 10114526. 8[P]. 2006 – 11 – 14.
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. The piezoelectric valveless pump with multiple rotatable panes inside: China, ZL 2006 10114526. 8[P]. 2006 – 11 – 14. (in Chinese)
- 20 南京航空航天大学. 阻流体阻流无阀压电泵: 中国, 201210396143. X [P]. 2012 – 10 – 18.
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. The piezoelectric valveless pump with identical bluff-body: China, 2012 10396143. X [P]. 2012 – 10 – 18. (in Chinese)
- 21 丁祖荣. 流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003: 139 – 150.
- 22 Ji Jing, Zhang Jianhui, Xia Qixiao, et al. Theoretical analysis and experimental verification on valve-less piezoelectric pump with hemisphere-segment bluff-body[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(3): 595 – 605.
- 23 张建辉, 王守印, 杨东平. 压电锥形流管无阀泵的研究——振动解析及泵体容积变化量[J]. 压电与声光, 1999, 21(6): 457 – 460.
Zhang Jianhui, Wang Shouyin, Yang Dongping. A study on a valveless piezoelectric diffuser/nozzle-based fluid pump: analysis of vibration and changed amount of the chamber volume [J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 1999, 21(6): 457 – 460. (in Chinese)

(上接第 321 页)

- 14 潘中永, 潘希伟, 李小俊, 等. 离心泵泄漏流转子动力学特性分析 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 67 – 71.
Pan Zhongyong, Pan Xiwei, Li Xiaojun, et al. Rotordynamic analysis of leakage flow in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 67 – 71. (in Chinese)
- 15 Wunderlich W O. Hydraulic structures [M]. Reston, VA: ASCE Press, 2004.
- 16 Aki S Y, Abdel R, Ahmed A. Condition monitoring of a single cylinder engine running on gasoline and gasoline-ethanol blend using wear particle analysis technique [C]// ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2013, 11: VO11TO6A008 – 1 – 9.
- 17 邴浩, 曹树良, 王玉川. 湍流模型对混流泵性能预测的影响 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 42 – 47.
Bing Hao, Cao Shuliang, Wang Yuchuan. Influence of turbulence model on performance prediction of mixed-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 42 – 47. (in Chinese)
- 18 葛薇, 王少萍. 航空液压泵磨损状况预测 [J]. 北京航空航天大学学报, 2011, 37(11): 1410 – 1414.
Ge Wei, Wang Shaoping. Wear condition prediction of hydraulic pump [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011, 37(11): 1410 – 1414. (in Chinese)
- 19 Wedeven L D, Bourdoulous R. Hydraulic gear pump failure analysis and tribology simulation [M]// Totten G E, Wills D K, Feldmarm D G. Hydraulic Failure Analysis: Fluids, Components, and System Effects, STP1339, 1999: 105 – 118.
- 20 张元勋, 唐倩, 李忠华, 等. 基于流体力学泄漏模型的螺杆泵泄漏机理分析 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(10): 326 – 332, 339.
Zhang Yuanxun, Tang Qian, Li Zhonghua, et al. Leakage mechanism of screw pump based on leakage model in fluid mechanics [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(10): 326 – 332, 339. (in Chinese)