

# 轴向柱塞泵效率特性半经验参数化建模方法

许 睿 谷立臣

(西安建筑科技大学机械电子技术研究所, 西安 710055)

**摘要:** 针对轴向柱塞泵效率特性机理分析不够深入、全工况下机理模型精度差,提出一种基于力学正反问题的柱塞泵效率特性半经验参数化建模方法。首先考虑油液可压缩性导致的容积损失和倾覆力矩作用下形成的柱塞副库伦摩擦力,建立了流量、转矩损失机理模型;然后分析了系统参数非线性变化规律,在此基础上利用试验数据拟合机理模型中复合参数经验公式;最后导出柱塞泵效率特性半经验参数化模型。对比分析表明:复合参数经验公式显著提高了机理模型精度,流量、转矩损失半经验参数化模型平均相对误差分别为3%和1%。结果分析表明:复合参数以及对应损耗能量比重直观反映了柱塞泵效率特性,极限工况下柱塞泵效率下降以及容积效率和机械效率无法再次提升的根本原因在于油液有效体积弹性模量、库伦摩擦因数等系统参数的急剧变化。

**关键词:** 轴向柱塞泵; 效率特性; 半经验参数化模型; 参数识别

**中图分类号:** TH322; TH137.51      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2016)07-0382-09

## Semi-empirical Parametric Modeling for Efficiency Characteristics of Axial Piston Pump

Xu Rui Gu Lichen

(Institute of Mechanical and Electronic Technology, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

**Abstract:** In order to reveal the efficiency characteristics of axial piston pump and improve the accuracy of efficiency characteristics mechanism model under the whole working conditions, a semi-empirical parametric modeling method based on mechanical forward and backward inference for piston pump efficiency characteristics was proposed. Considering the volume loss caused by oil compressibility and the piston pair coulomb's friction formed by overturning moment, the flow and torque loss mechanism models were established. Then the nonlinear changing regularity of system parameters contained in the composite parameters of mechanism models was analyzed and the composite parameters empirical formulas were fitted based on measurement data. The piston pump efficiency characteristics semi-empirical parametric model was obtained. The results show that average flow and torque loss estimation error are respectively within 3% and 1% over wide operating ranges of speed 500 ~ 3 000 r/min and pressure 2 ~ 24 MPa. Composite parameters and corresponding loss energy proportion reflect the efficiency characteristics of piston pump directly. The rapid changes of system parameters, such as oil effective volume elastic modulus and coulomb's friction coefficient, are the fundamental reasons of volumetric efficiency and mechanical efficiency unable to upgrade again and the piston pump efficiency decreased under extreme conditions. The models established in this paper can be used to investigate energy-saving optimization design, performance evaluation, performance degradation and failure mechanism analysis of piston pump deeply and realistically.

**Key words:** axial piston pump; efficiency characteristic; semi-empirical parametric model; parameter identification

收稿日期: 2016-01-18    修回日期: 2016-02-21

**基金项目:** 国家自然科学基金项目(51275375)和长安大学公路养护装备国家工程实验室开放基金项目(2013G1502047)

**作者简介:** 许睿(1987—),男,博士生,主要从事流体传动与控制研究,E-mail: xurui8866@yeah.net

**通信作者:** 谷立臣(1956—),男,教授,博士生导师,主要从事流体传动与控制、机械设备故障诊断研究,E-mail: gulichen@126.com

引言

轴向柱塞泵是将机械能转换为液压能的关键部件,其内部各子系统结合部服役环境恶劣(非线性载荷、高应力集中等复杂因素大多发生于此),极限工况下经常出现效率下降等问题<sup>[1]</sup>,这不仅危害柱塞泵内部结构,甚至影响液压传动系统整体性能,因此柱塞泵效率特性研究备受重视。

柱塞泵效率特性建模是柱塞泵效率特性研究中的关键问题,对于节能优化设计与性能评估意义重大<sup>[2-5]</sup>。柱塞泵内部结构关系及耦合情况复杂,微观力学行为的认知尚不明确,加大了柱塞泵效率特性建模难度<sup>[4]</sup>。现有柱塞泵效率特性模型分为参数化模型<sup>[5-8]</sup>和非参数化模型<sup>[4]</sup>两类,全工况下参数化模型精度较低,原因是油液有效体积弹性模量、摩擦因数等系统参数随柱塞泵运行状态发生非线性变化,非参数化模型虽精度较高,但物理意义不明确,且不具有普适性。

为此,本文提出一种基于力学正反问题的柱塞泵半经验参数化建模方法,该方法首先建立柱塞泵流量、转矩损失机理模型,然后分析系统参数非线性变化规律,再利用试验数据拟合机理模型中复合参数经验公式,最终导出柱塞泵效率特性半经验参数化模型。

1 流量、转矩损失机理分析

将图 1 所示柱塞泵分为主轴-缸体子系统、柱塞-滑靴子系统和油腔-配流子系统。工作过程中各子系统之间进行着能量的传递与转换,其间各子系统结合部(耦合界面)损耗能量不可规避,包括流量损失和转矩损失。

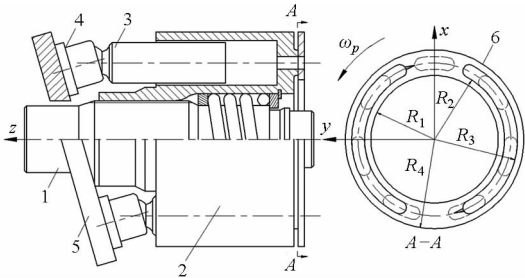


图 1 斜盘式轴向柱塞泵结构简图

Fig. 1 Structure diagram of swash plate axial piston pump

1. 主轴 2. 缸体 3. 柱塞 4. 滑靴 5. 斜盘 6. 配流盘

1.1 流量损失

传统观念认为柱塞泵流量损失主要来源于耦合界面泄漏,然而由油液可压缩性可知,压缩容积损失确实存在<sup>[5]</sup>,只是常被误认为泄漏损失,以致油膜厚度理论值大于真实值。本文将重点考虑油液有效

体积弹性模量对柱塞泵流量损失的影响。

1.1.1 泄漏损失

图 2 所示为各耦合界面泄漏过程,其中  $h_s$  为滑靴副油膜厚度;  $h_c$  为柱塞副油膜厚度;  $h_v$  为配流副油膜厚度;  $r_1$ 、 $r_2$  分别为滑靴封油带内外径;  $d_d$  为柱塞内节流孔直径;  $L_d$  为柱塞内节流孔长度;  $d$  为柱塞直径;  $L$  为柱塞缸体内含接长度。

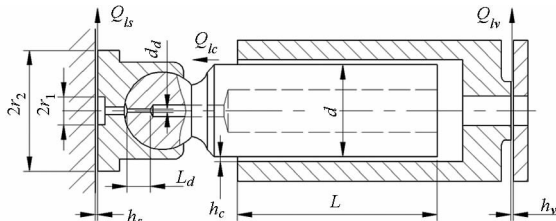


图 2 各耦合界面泄漏过程示意图

Fig. 2 Leakages of coupling interfaces

滑靴副总泄漏流量<sup>[6]</sup>

$$Q_{ls} = \frac{\pi d_d^4 h_s^3 \sum_{i=1}^N (p_{cpi} - p_0)}{\mu \left( 6d_d^4 \ln \frac{r_2}{r_1} + 128h_s^3 L_d \right)} \quad (1)$$

式中  $N$ ——柱塞数目  $p_{cp}$ ——柱塞腔压力

$p_0$ ——柱塞泵壳体内压

$\mu$ ——油液动力粘度

柱塞副总泄漏流量<sup>[5]</sup>

$$Q_{lc} = \frac{\pi d h_c^3 (1 + 1.5\varepsilon^2)}{12\mu} \sum_{i=1}^N \frac{p_{cpi} - p_0}{L_i} - \frac{\pi d h_c}{2} \sum_{i=1}^N v_{pi} \quad (2)$$

式中  $\varepsilon$ ——柱塞偏心率  $v_p$ ——柱塞速度

配流副泄漏流量<sup>[9]</sup>

$$Q_{lv} = \frac{\alpha_f h_v^3}{12\mu} \frac{\ln \frac{R_2 R_4}{R_1 R_3}}{\ln \frac{R_2}{R_1} \ln \frac{R_4}{R_3}} (\Delta p + p_s - p_0) \quad (3)$$

式中  $\Delta p$ ——柱塞泵进出口压差

$p_s$ ——柱塞泵进口压力

$\alpha_f$ ——修正系数

$R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、 $R_4$ ——配流盘结构参数

1.1.2 困油与压缩容积损失

柱塞腔高低压过渡过程中,油液可压缩性致使柱塞泵损失部分容积<sup>[10]</sup>,包括困油容积损失(残余容积压缩)和压缩容积损失(排出容积压缩)<sup>[5]</sup>。如图 3 所示,完全进入配流盘封闭区时,如果柱塞腔通孔未到达配流盘上下死点,则柱塞腔将无法完全吸油和排油,继而也会产生困油现象<sup>[11]</sup>。图中  $\alpha_p$  为柱塞腔通孔包角,  $\varphi_{st}$  为柱塞上死点(TDC)封闭包角,  $\varphi_{db}$  为柱塞下死点(BDC)封闭包角。

分析可知柱塞腔吸油终了容积  $V_{\text{send}}$ 、排油终了

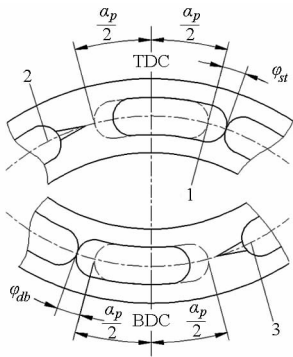


图 3 配流盘封闭区结构

Fig. 3 Closed area structure of valve plate

1. 柱塞腔通孔 2. 排油腰形孔 3. 吸油腰形孔

容积  $V_{\text{dend}}$ 、油液有效体积弹性模量  $\beta$  和  $\Delta p$  均对困油与压缩容积损失有影响。其中

$$V_{\text{send}} = V_0 + A_p R \tan \alpha \cos \varphi_{st}$$

$$V_{\text{dend}} = V_0 - A_p R \tan \alpha \cos \varphi_{db}$$

式中  $V_0$ ——零排量时的单柱塞腔容积

$A_p$ ——柱塞截面积

$R$ ——柱塞分布圆半径

$\alpha$ ——斜盘倾角

困油与压缩导致的单柱塞腔损失容积

$$V_c = \left( \frac{V_p}{N} - V_{\text{send}} - V_{\text{dend}} \right) + \frac{V_{\text{dend}}}{\beta} \Delta p + \frac{V_{\text{send}} - V_{\text{dend}}}{\beta} \Delta p \quad (4)$$

其中  $V_p = 2NA_p R \tan \alpha$

式中  $V_p$ ——柱塞泵理论排量

式(4)右侧第 1 项为封闭区容积损失,第 2 项为残余容积损失,第 3 项为排出容积压缩损失。

柱塞泵因此而损失的流量为

$$Q_c = n_p N V_c \quad (5)$$

式中  $n_p$ ——主轴转速

1.1.3 流量损失机理模型

由式(1)~(3)、(5)得柱塞泵平均总流量损失机理模型

$$\bar{Q}_v = C_\mu (\Delta p + p_s - p_0) + C_{\beta c} n_p \Delta p + C_{sd} n_p \quad (6)$$

其中

$$C_\mu = \frac{N}{2} \left( \frac{1}{R_{ls}} + \frac{1}{R_{lc}} \right) + \frac{1}{R_{lv}}$$

$$R_{ls} = \frac{\mu}{h_s^3} \frac{6}{\pi} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{\mu}{d_d^3} \frac{128 L_d}{\pi d_d}$$

$$\bar{R}_{lc} = \frac{\mu}{h_c^3} \frac{12 L'}{\pi d (1 + 1.5 \varepsilon^2)}$$

$$L' = \bar{L} \sqrt{1 - \left( \frac{R \tan \alpha}{\bar{L}} \right)^2}$$

$$R_{lv} = \frac{\mu}{h_v^3} \frac{12}{\alpha_f} \frac{\ln \frac{R_2}{R_1} \ln \frac{R_4}{R_3}}{\ln \frac{R_2 R_4}{R_1 R_3}}$$

$$C_{\beta c} = \frac{N V_{\text{send}}}{\beta}$$

$$C_{sd} = V_p \left( 1 - \frac{\cos \varphi_{st} + \cos \varphi_{db}}{2} - \frac{h_c}{30 d} \right)$$

1.2 转矩损失

各耦合界面承载着高强度的相互作用力,处于油膜和边界润滑的混合状态,转矩损失来源于粘性摩擦和库伦摩擦,库伦摩擦转矩损失形成机理更为复杂,对各耦合界面受力进行分析是库伦摩擦转矩损失机理分析中的关键环节。

1.2.1 粘性摩擦转矩

滑靴副粘性摩擦总转矩<sup>[2]</sup>

$$T_{vs} = \frac{\mu \pi^2 R^2}{30 h_s} N (r_2^2 - r_1^2) n_p \quad (7)$$

柱塞副粘性摩擦总转矩<sup>[12]</sup>

$$T_{vc} = \frac{\mu V_p^2 \bar{L}}{7.5 h_s N d^3} n_p \quad (8)$$

配流副粘性摩擦转矩<sup>[6]</sup>

$$T_{vv} = \frac{\mu \pi^2}{60 h_v} (R_4^4 - R_3^4 + R_2^4 - R_1^4) n_p \quad (9)$$

1.2.2 库伦摩擦转矩

学者大都仅考虑柱塞离心力产生的柱塞副库伦摩擦力<sup>[5-7]</sup>,忽略了倾覆力矩作用下形成的库伦摩擦力。缸体支反力  $F_a$  和  $F_b$  远大于柱塞离心力<sup>[13]</sup>,由此产生的库伦摩擦力  $F_{fn}$  为柱塞副库伦摩擦力主要部分。

图 4 为柱塞-滑靴子系统受力示意图,  $L_n$  为柱塞理论长度;  $L_c$  为柱塞质心至滑靴球铰中心的距离;  $A_p$  为柱塞截面积;  $\omega_p$  为柱塞角速度;  $a_p$  为柱塞加速度;  $m$  为滑靴和柱塞总质量;  $f_n$  为柱塞副库伦摩擦因数;  $F_{fsa}$  为滑靴副轴向库伦摩擦力,  $F_{fsa} = f_s N_p \sin \alpha \text{sign}(v_p)$ ;  $F_{fsr}$  为滑靴副径向库伦摩擦力,  $F_{fsr} = f_s N_p \cos \alpha$ ; 其中  $f_s$  为滑靴副库伦摩擦因数,  $N_p$  为斜盘对滑靴的支撑力。

经柱塞-滑靴子系统摩擦学-动力学耦合分析与解耦<sup>[14]</sup>得

$$F_{fsa} = \frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} \tan \alpha (p_{cp} A_p + m a_p) \text{sign}(v_p) \quad (10)$$

$$F_{fsr} = \frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} (p_{cp} A_p + m a_p) \quad (11)$$

$$F_{fn} = \frac{f_n}{\tilde{\eta}_p} \gamma_1 \tan \alpha (p_{cp} A_p + \lambda_c m a_p) \text{sign}(v_p) \quad (12)$$

其中

$$\tilde{\eta}_p = 1 - \tan \alpha (\bar{\gamma}_1 f_n + f_s)$$

$$\lambda_c = 1 + \frac{\bar{\gamma}_2}{\gamma_1} \tilde{\eta}_p \cot^2 \alpha$$

$$\bar{\gamma}_1 = \frac{2 L_n - d f_n}{L'} - 1 \quad \bar{\gamma}_2 = \bar{\gamma}_1 - \frac{2 L_c}{L'}$$

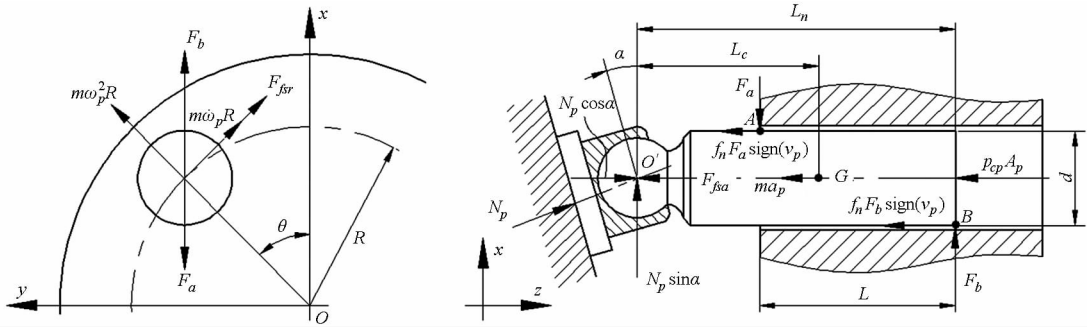


图 4 柱塞-滑靴子系统受力示意图

Fig. 4 Schematic diagram of piston - slipper subsystem force

假设各滑靴副库伦摩擦因数相同,各柱塞副库伦摩擦因数相同,推导得滑靴副和柱塞副库伦摩擦总转矩分别为

$$T_{fs} = \frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} \left[ A_p \sum_{i=1}^N (1 + \tan^2 \alpha |\sin \theta_i|) p_{cpi} + F_G \tan^3 \alpha \right] R \quad (13)$$

$$T_{fn} = \frac{f_n}{\tilde{\eta}_p} \gamma_l \left( A_p \sum_{i=1}^N |\sin \theta_i| p_{cpi} + \lambda_G F_G \tan \alpha \right) R \tan^2 \alpha \quad (14)$$

其中  $\theta_i = \theta + \frac{2\pi(i-1)}{N}$

$F_G = m(\dot{\omega}_p f_a(N, \theta) + \omega_p^2 f_b(N, \theta)) R$   
式中  $f_a(N, \theta)$ 、 $f_b(N, \theta)$  是均值为零,周期为  $2\pi/N$  的分段非线性函数<sup>[14]</sup>。

在液压压紧力和弹簧预紧力作用下,配流盘与缸体紧密配合,配流副库伦摩擦转矩<sup>[15]</sup>为

$$T_{fv} = f_v R_n \left( \lambda_v A_p \sum_{i=1}^N p_{cpi} + F_k \right) \quad (15)$$

式中  $f_v$ ——配流副库伦摩擦因数  
 $\lambda_v$ ——作用面积修正系数  
 $R_n$ ——等效力臂  $F_k$ ——弹簧预紧力

1.2.3 节流压力损失等效转矩

柱塞腔吸排油过程中由于节流作用,吸油时  $p_{cp}$  小于  $p_s$ ,排油时  $p_{cp}$  大于  $p_s$ ,单柱塞腔吸排油压力损失<sup>[6]</sup>为

$$\Delta p_{flow} = \frac{\rho}{2C_d^2} \left( \frac{V_p n_p}{NA_{sd}} \right)^2 \quad (16)$$

式中  $\rho$ ——油液密度  $C_d$ ——节流系数  
 $A_{sd}$ ——过流面积

节流压力损失等效转矩为

$$T_{flow} = \frac{V_p \Delta p_{flow}}{\pi} \quad (17)$$

1.2.4 转矩损失机理模型

假设各耦合界面库伦摩擦因数为常数,由式(7)~(9)、(13)~(15)、(17)得柱塞泵平均摩擦总转矩损失机理模型

$$\bar{T}_f = K_{psv} (\Delta p + 2p_s) + K_v n_p + K_f n_p^2 + T_{fk} \quad (18)$$

其中  $K_{psv} = f_{psv} \frac{V_p}{2\pi}$

$$K_v = B_{vs} + B_{vc} + B_{vv}$$

$$f_{psv} = \frac{1}{\tilde{\eta}_p} + \frac{1}{2} \left( \frac{f_s}{\tilde{\eta}_p} + \lambda_v f_v \frac{R_n}{R} \right) \frac{\pi}{\tan \alpha} - 1$$

$$B_{vs} = \frac{\mu}{h_s} \frac{\pi^2 R^2}{30} N (r_2^2 - r_1^2)$$

$$B_{vc} = \frac{\mu}{h_s} \frac{V_p^2 \bar{L}}{7.5 N d^3}$$

$$B_{vv} = \frac{\mu}{h_v} \frac{\pi^2}{60} (R_4^4 - R_3^4 + R_2^4 - R_1^4)$$

$$K_f = \frac{\rho}{2\pi} \frac{V_p^3}{(C_d N A_{sd})^2}$$

$$T_{fk} = f_v F_k R_n$$

定义  $f_{psv}$  为柱塞泵复合库伦摩擦因数,用于表征各耦合界面库伦摩擦综合损耗程度。

2 系统参数非线性变化规律

流量、转矩损失机理模型结构虽简单,但本身却极为复杂,表现在复合参数  $C_\mu$ 、 $C_{\beta c}$ 、 $K_{psv}$  和  $K_v$  中的  $R_l$ 、 $\beta$ 、 $f$ 、 $B_v$  等系统参数的非线性变化,若仍视其为常数,将严重影响机理模型全工况预测精度,因此有必要分析系统参数非线性变化规律。

2.1 泄漏液阻

由式(6)可以看出,泄漏液阻  $R_l$  与  $h^3$  成反比,  $h$  实为各耦合界面油膜平均厚度。 $h_v$  和  $h_s$  随  $\Delta p$  的增大而增大,  $h_c$  为定值,  $\varepsilon$  随  $\Delta p$  的增大而增大,则  $R_l$  随  $\Delta p$  的增大而减小,  $C_\mu$  与  $\Delta p$  正相关。 $n_p$  对  $h$  的影响较小<sup>[16]</sup>,可不考虑  $n_p$  对  $C_\mu$  的影响。

2.2 油液有效体积弹性模量

当油液压力降低,气体从油液中析出时,  $\beta$  急剧下降,含气量直接影响  $\beta$  的大小<sup>[17]</sup>。 $n_p$  的升高极易导致柱塞泵气穴现象产生,柱塞腔内  $\beta$  随之大大降低,关键就在于吸油过程中  $p_{cp}$  随  $n_p$  升高而下降。

根据式(18)修正复合参数  $C_{\beta c}$  为

$$C_{\beta c} = \frac{NV_{send}}{\Delta p} \int_{p_s - \Delta p_{flow}}^{p_s + \Delta p_{flow} + \Delta p} \frac{dp_{cp}}{\beta p_{cp}} \tag{19}$$

柱塞腔内β与n<sub>p</sub>负相关,Δp<sub>flow</sub>与n<sub>p</sub>正相关,则C<sub>βc</sub>与n<sub>p</sub>正相关。

2.3 库伦摩擦因数

各耦合界面液压分离力与压紧力相平衡,液压分离主要力抵消了绝大部分压紧力,剩余压紧力由次要力分担。滑靴副、配流副液压分离主要力为静压支承力,次要力为热楔支承力<sup>[18]</sup>,柱塞副液压分离主要力为动压支承力,次要力为挤压支承力<sup>[19]</sup>。

剩余压紧力以及平衡系数B(液压分离主要力与压紧力的比值)严重影响油膜润滑状态<sup>[2]</sup>,剩余压紧力越大,B越小,油膜润滑状态越恶劣。

统一表示各耦合界面库伦摩擦因数为<sup>[20]</sup>

$$f = \mu_f (1 - B) \tag{20}$$

式中 μ<sub>f</sub>——实际库伦摩擦因数

2.3.1 配流副库伦摩擦因数

配流副静压支承力和液压压紧力均与Δp呈正比<sup>[16]</sup>,当Δp较小时,受弹簧预紧力影响,静压支承力远小于压紧力,此时B较小,而后随Δp的增大而增大,并趋于0.95~0.99<sup>[20]</sup>。随Δp的增大,剩余压紧力增大,热楔支承力与最小油膜厚度h<sub>min</sub>负相关<sup>[18]</sup>,h<sub>min</sub>随之减小,配流副逼近边界润滑状态<sup>[15]</sup>,μ<sub>f</sub>随之增大,可见随Δp的增大,f<sub>v</sub>先降低而后急剧升高。

2.3.2 滑靴副库伦摩擦因数

滑靴副压紧力中包括滑靴压板和压紧弹簧的作用力,同理可知随Δp的增大,f<sub>s</sub>先降低而后急剧升高。

2.3.3 柱塞副库伦摩擦因数

如图4所示,排油阶段柱塞副A点无动压承载能力,挤压支承力与F<sub>a</sub>相平衡,界面始终处于边界润滑状态,μ<sub>f</sub>较大,B为0;B点动压支承力与F<sub>b</sub>相平衡,动压支承力与v<sub>p</sub>正相关,与h<sub>min</sub>负相关,当F<sub>b</sub>一定时,随v<sub>p</sub>的升高,h<sub>min</sub>增大,B点逐渐过渡至油

膜润滑状态,μ<sub>f</sub>急剧减小,挤压承载力承担极小部分F<sub>b</sub>,B趋近于1<sup>[21]</sup>。F<sub>a</sub>和F<sub>b</sub>随Δp的增大而增大,则h<sub>min</sub>随之减小,μ<sub>f</sub>随之增大,可见总体上f<sub>n</sub>与Δp正相关。

热楔支承力和动压支承力与n<sub>p</sub>正相关,与h<sub>min</sub>负相关<sup>[18,20]</sup>,所以当Δp一定时,各耦合界面h<sub>min</sub>随n<sub>p</sub>的升高而增大,μ<sub>f</sub>随之减小。

综上所述,f<sub>psv</sub>、K<sub>psv</sub>与n<sub>p</sub>负相关,并随Δp的增大先减小而后增大。

2.4 粘性摩擦因数

由式(18)可以看出,粘性摩擦因数B<sub>v</sub>与h成反比,实际情况下h<sub>min</sub>对B<sub>v</sub>有严重影响<sup>[20]</sup>。对库伦摩擦因数的分析可知,各耦合界面h<sub>min</sub>随Δp的增大而减小,随n<sub>p</sub>的升高而增大,因此B<sub>v</sub>、K<sub>v</sub>与Δp正相关,与n<sub>p</sub>负相关。

3 复合参数经验公式拟合

由上述可知,解析法建立复合参数与n<sub>p</sub>、Δp之间准确的表达式仍十分困难,经验公式表达是解决该问题的有效途径。

流量、转矩损失机理模型以及复合参数与n<sub>p</sub>、Δp之间的相关性等力学正问题的求解,为拟合复合参数经验公式提供了理论依据。

复合参数经验公式拟合过程如下:

- (1)基于通用全局优化算法,利用图5所示试验结果<sup>[4]</sup>辨识流量、转矩损失模型。
- (2)根据流量、转矩损失机理模型结构,提取复合参数经验公式。
- (3)根据复合参数与n<sub>p</sub>、Δp之间的相关性取值范围,判定经验公式的合理性,满足判定要求终止,否则重复步骤(1)。

经反复对比分析可知,流量、转矩损失系统辨识模型参数冗余度较大,并存在多解问题,对应于复合

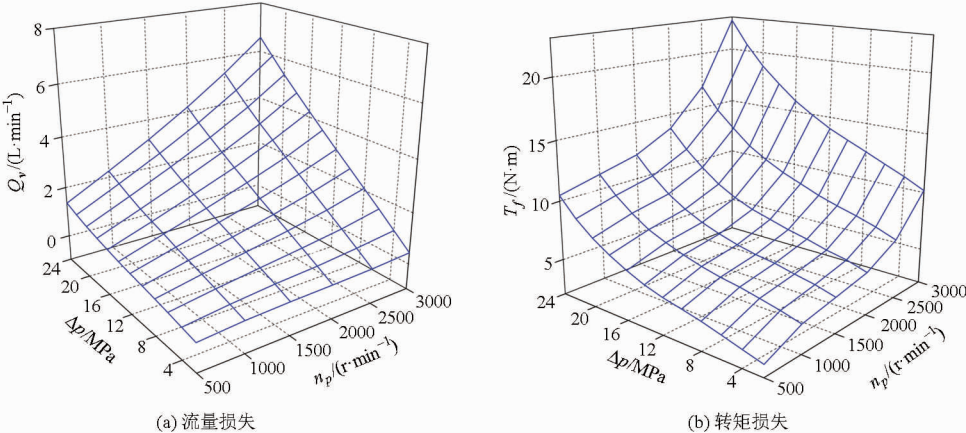


图5 试验结果  
Fig.5 Test results

参数经验公式形式过于复杂,考虑柱塞泵效率特性半经验参数化模型的实用性,将适当简化复合参数经验公式,忽略部分不敏感参数,基于新的模型结构,识别经验公式中的待定系数,对于流量和转矩损失半经验参数化模型也如此处理。

3.1 复合参数取值范围

由式(6)、(18)可以看出,复合参数中不仅包含系统参数,还含有柱塞泵结构参数,其中关键参数为 $\mu$ 、 $\beta$ 、 $h$ 和 $f$ ,确定关键参数如表1所示<sup>[8,12-13,16-21]</sup>。

表1 关键参数  
Tab.1 Key parameters

| 参数                             | 取值          | 参数                | 取值            |
|--------------------------------|-------------|-------------------|---------------|
| $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$ | 0.02 ~ 0.06 | $h_v/\mu\text{m}$ | 5 ~ 50        |
| $\beta/\text{MPa}$             | 500 ~ 1690  | $f_s$             | 0.001 ~ 0.007 |
| $h_i/\mu\text{m}$              | 5 ~ 30      | $f_n$             | 0.02 ~ 0.12   |
| $h_e/\mu\text{m}$              | 5 ~ 20      | $f_v$             | 0.001 ~ 0.007 |

被测柱塞泵排量为39.57 mL/r<sup>[4]</sup>,将柱塞泵结构参数代入式(6)、(18)中,根据表1所示关键参数求得表2所示复合参数。

表2 复合参数  
Tab.2 Composite parameters

| 参数            | 取值                                           | 参数        | 取值                   |
|---------------|----------------------------------------------|-----------|----------------------|
| $C_\mu$       | 0.005 ~ 0.857                                | $K_{psv}$ | 0.126 ~ 0.839        |
| $C_{\beta c}$ | $3.5 \times 10^{-5} \sim 1.2 \times 10^{-4}$ | $K_v$     | 0.002 0 ~ 0.007 4    |
| $C_{sd}$      | $1.2 \times 10^{-5}$                         | $K_f$     | $1.6 \times 10^{-8}$ |

3.2 复合参数经验公式

参数识别确定 $C_\mu$ 经验公式

$$\hat{C}_\mu = p_1 + p_2 e^{p_3 \Delta p} \tag{21}$$

式中, $p_1 = 0.006\,3$ , $p_2 = 3.26 \times 10^{-4}$ , $p_3 = 0.15$ 。

由图6可以看出, $\hat{C}_\mu$ 随 $\Delta p$ 的增大而加大,变化范围为0.006 8~0.018 4。

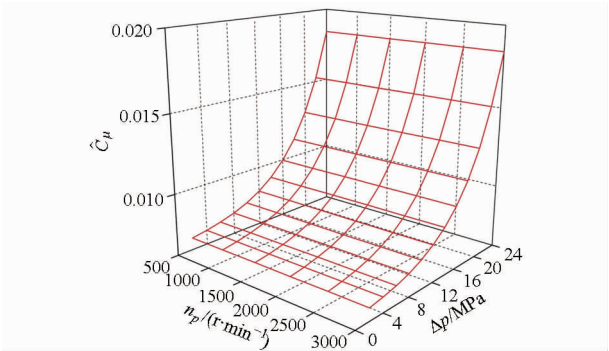


图6  $\hat{C}_\mu$ 与 $n_p$ 、 $\Delta p$ 之间的关系

Fig.6 Relationship between  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\hat{C}_\mu$

参数识别确定 $C_{\beta c}$ 经验公式

$$\hat{C}_{\beta c} = p_4 + p_5 e^{p_6 n_p} \tag{22}$$

式中, $p_4 = 7.35 \times 10^{-5}$ , $p_5 = 6.59 \times 10^{-7}$ , $p_6 = 9.38 \times$

$10^{-4}$ 。

由图7可以看出, $\hat{C}_{\beta c}$ 随 $n_p$ 的升高而加大,变化范围为 $7.45 \times 10^{-5} \sim 8.45 \times 10^{-5}$ 。

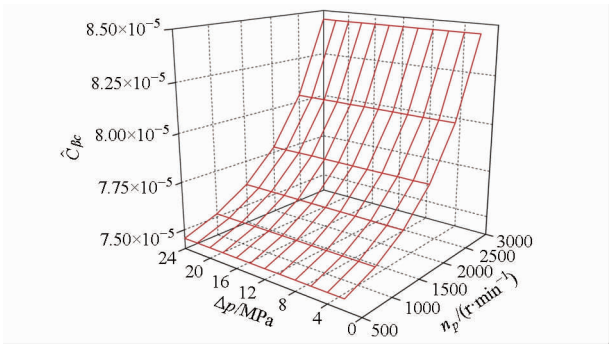


图7  $\hat{C}_{\beta c}$ 与 $n_p$ 、 $\Delta p$ 之间的关系

Fig.7 Relationship between  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\hat{C}_{\beta c}$

参数识别确定 $K_{psv}$ 经验公式

$$\hat{K}_{psv} = p_7 + \frac{p_8}{n_p} + p_9 e^{-\frac{p_{10}}{\Delta p}} \tag{23}$$

式中, $p_7 = 0.145$ , $p_8 = 13.59$ , $p_9 = 5.73$ , $p_{10} = 91.31$ 。

由图8可以看出, $\hat{K}_{psv}$ 随 $n_p$ 的升高而减小,随 $\Delta p$ 的增大而加大,变化范围为0.15~0.30。弹簧预紧力相对较小, $B$ 基本不变,随 $\Delta p$ 的增大, $\hat{K}_{psv}$ 并未出现减小的现象。

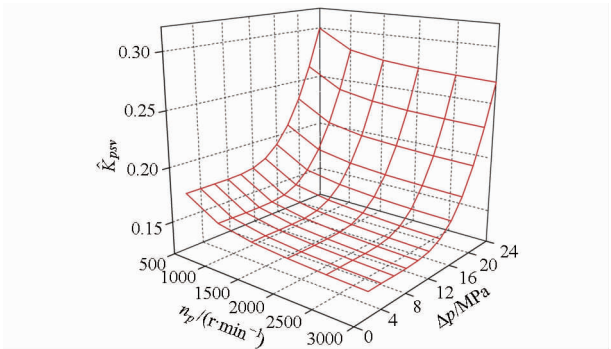


图8  $\hat{K}_{psv}$ 与 $n_p$ 、 $\Delta p$ 之间的关系

Fig.8 Relationship between  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\hat{K}_{psv}$

参数识别确定 $K_v$ 经验公式

$$\hat{K}_v = p_{11} - p_{12} n_p + \left( p_{13} + p_{14} \frac{\Delta p}{n_p} \right) e^{-\frac{p_{15}}{n_p}} \tag{24}$$

式中, $p_{11} = 0.005\,3$ , $p_{12} = 1.74 \times 10^{-6}$ , $p_{13} = 0.08$ , $p_{14} = 7.15$ , $p_{15} = 9\,996$ 。

由图9可以看出,当 $n_p$ 小于1 500 r/min时, $\hat{K}_v$ 随 $n_p$ 的升高而减小,且不随 $\Delta p$ 发生变化,当 $n_p$ 大于1 500 r/min时, $\hat{K}_v$ 随 $n_p$ 和 $\Delta p$ 的增加而加大,变化范围为0.002 3~0.004 9。低速工况下 $\hat{K}_v$ 不随 $\Delta p$ 发生变化,原因是此时 $h_{\min}$ 较小,且随 $\Delta p$ 的增大减小不明显,随 $n_p$ 的升高, $h_{\min}$ 逐渐加大,高速工况下 $\Delta p$ 对 $\hat{K}_v$ 影响严重, $\hat{K}_v$ 随 $n_p$ 的升高而加大的现象有待深入研究。

上述结果表明,复合参数与 $n_p$ 、 $\Delta p$ 之间的相关

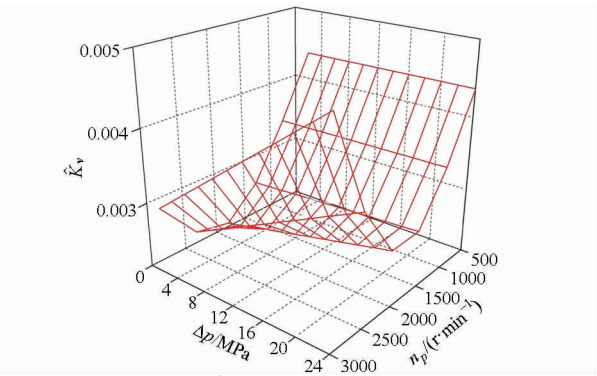


图 9  $\hat{K}_v$  与  $n_p$ 、 $\Delta p$  之间的关系

Fig. 9 Relationship between  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\hat{K}_v$

性及变化范围与理论分析基本吻合,说明复合参数经验公式是合理的。

3.3 统计检验与误差分析

将式(21)、(22)代入式(6)中,忽略 $p_s$ 和 $p_0$ 以及 $C_{sd}$ 对应小项,得流量损失半经验参数化模型

$$\hat{Q}_v = \hat{C}_\mu \Delta p + \hat{C}_{\beta c} n_p \Delta p \tag{25}$$

将式(23)、(24)代入式(18)中,忽略 $T_{jk}$ 和 $K_f$ 对应小项,得转矩损失半经验参数化模型

$$\hat{T}_f = \hat{K}_{psv} (\Delta p + 2p_s) + \hat{K}_v n_p \tag{26}$$

流量、转矩损失模型统计检验结果(如表3)显

示,系统参数非线性变化对流量、转矩损失模型确有较大影响,复合参数经验公式能有效提高机理模型的显著性与预测精度,经验公式合理性和准确性因此得到验证,同时也说明关于系统参数非线性变化规律的理论分析是正确的。

表 3 流量、转矩损失模型统计检验结果

Tab.3 Statistical test results of flow and torque loss model

| 损失类型 | 模型       | 均方差  | 残差平方和  | 相关系数    |
|------|----------|------|--------|---------|
| 流量   | 机理模型     | 0.08 | 0.48   | 0.998 6 |
|      | 半经验参数化模型 | 0.02 | 0.04   | 0.999 9 |
| 转矩   | 机理模型     | 1.43 | 147.02 | 0.937 3 |
|      | 半经验参数化模型 | 0.09 | 0.58   | 0.999 7 |

图10所示为流量、转矩损失半经验参数化模型预测结果与试验结果<sup>[4]</sup>对比的相对误差情况,可以看出低压低速工况下,流量损失仿真精度较差,相对误差最大值达33.7%,随 $\Delta p$ 的增大,相对误差逐渐稳定在1.5%以内,转矩损失相对误差均值1.0%,最大值7.7%,除个别工况外,转矩损失相对误差均小于2%,误差分析结果表明,流量、转矩损失半经验参数化模型仿真精度较高。

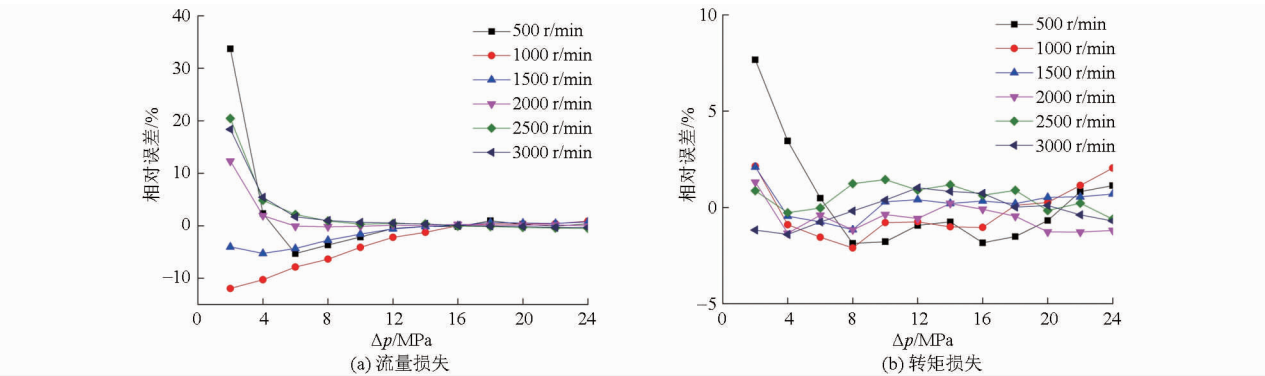


图 10 流量、转矩损失半经验参数化模型仿真结果与试验值相对误差曲线

Fig. 10 Relative error curves of flow and torque loss semi-empirical parametric model

4 柱塞泵效率特性半经验参数化模型

由式(25)推导得容积效率特性半经验参数化模型

$$\eta_v = \left[ 1 - \left( \frac{\hat{C}_\mu}{n_p} + \hat{C}_{\beta c} \right) \frac{\Delta p}{V_p} \right] \times 100\% \tag{27}$$

分析式(27)可知,高压低速工况下, $\hat{C}_\mu$ 对 $\eta_v$ 有严重影响,随着 $n_p$ 的升高, $\hat{C}_\mu$ 对 $\eta_v$ 的影响逐渐被削弱, $\hat{C}_{\beta c}$ 对 $\eta_v$ 的影响逐渐被凸显,因此由图11可以看出,高压工况下,随 $n_p$ 的升高, $\eta_v$ 先快速升高而后略有降低。

由式(26)推导得机械效率特性半经验参数化模型

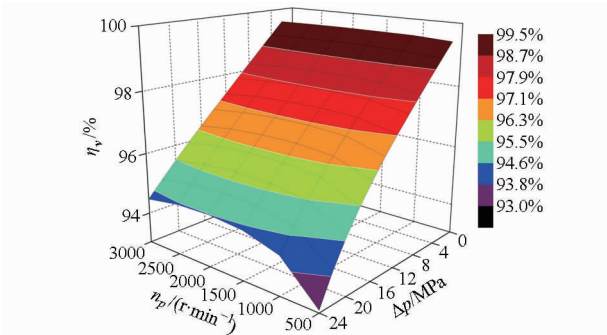


图 11  $\eta_v$  与  $n_p$ 、 $\Delta p$  之间的关系

Fig. 11 Relationship between  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\eta_v$

$$\eta_m = \left[ 1 + \hat{f}_{psv} \left( 1 + 2 \frac{p_s}{\Delta p} \right) + \frac{2\pi \hat{K}_v n_p}{\Delta p V_p} \right]^{-1} \times 100\% \tag{28}$$

分析式(28)可知,低压高速工况下, $\hat{K}_v$ 对 $\eta_m$

有严重影响,随着  $\Delta p$  的增大,  $\hat{f}_{psv}$  对  $\eta_m$  的影响逐渐被凸显,  $\hat{K}_v$  对  $\eta_m$  的影响逐渐被削弱,因此由图 12 可以看出,随  $\Delta p$  的增大,  $\eta_m$  先快速升高而后略有降低。

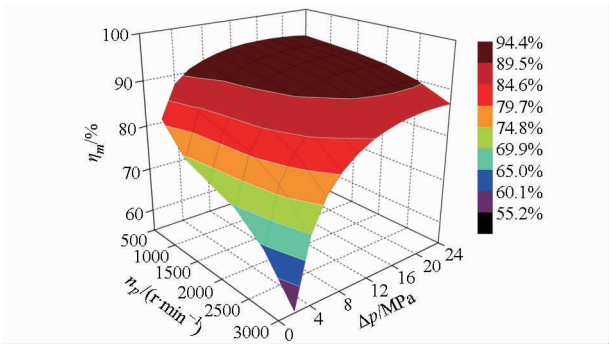


图 12  $\eta_m$  与  $n_p$ 、 $\Delta p$  之间的关系

Fig. 12 Relationship between  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\eta_m$

对能量损耗构成比重的分析可知:油液压缩导致流量损失的比重,随  $n_p$  的升高而加大,低压高速工况下达 96.5%;库伦摩擦导致转矩损失的比重,随  $\Delta p$  的增大而加大,高压低速工况下达 79.3%;可见  $\eta_v$  和  $\eta_m$  极大值分别受制于  $\hat{C}_{bc}$  和  $\hat{f}_{psv}$ 。

总效率特性半经验参数化模型为

$$\eta_t = \eta_v \eta_m \tag{29}$$

图 13 所示为  $\eta_t$  随  $n_p$  和  $\Delta p$  的变化规律,可以看出随  $n_p$  的升高,  $\eta_t$  极大值对应的  $\Delta p$  越大,范围介于 83.2% 和 91.2% 之间,原因是高压低速工况下,  $\eta_t$  主要受  $\eta_v$  影响,低压高速工况下,  $\eta_t$  主要受  $\eta_m$  影响。

上述结果表明,复合参数对  $\eta_v$ 、 $\eta_m$  以及  $\eta_t$  的影响程度取决于柱塞泵运行状态,前文分析可知复合参数与柱塞泵运行状态密切相关,复合参数经验公式的确立对于揭示柱塞泵全工况效率特性有效。

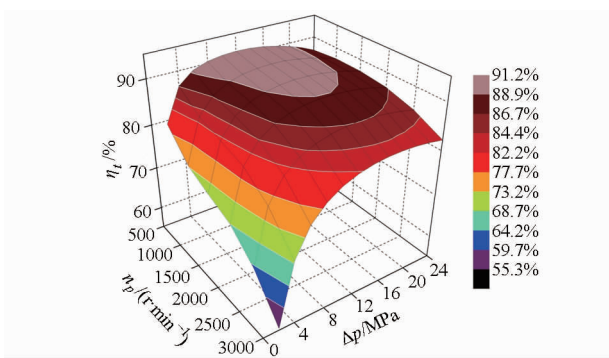


图 13  $\eta_t$  与  $n_p$ 、 $\Delta p$  之间的关系

Fig. 13 Relationship among  $n_p$ ,  $\Delta p$  and  $\eta_t$

### 5 结论

(1) 基于力学正反问题的研究,解决了柱塞泵流量、转矩损失机理模型中复合参数与运行状态之间数学表达的难点问题,结果分析表明,各耦合界面油膜状态对系统参数有严重影响,复合参数经验公式有效体现了油液有效体积弹性模量、库伦摩擦因数等系统参数非线性变化规律,显著提高了机理模型全工况预测精度,流量、转矩损失半经验参数化模型平均相对误差分别为 3% 和 1%。

(2) 柱塞泵效率特性半经验参数化模型物理意义明确,复合参数以及对应损耗能量比重直观反映了柱塞泵效率特性,研究结果表明,急剧变化的油液有效体积弹性模量、库伦摩擦因数等系统参数是极限工况下柱塞泵效率下降以及容积效率和机械效率无法再次提升的根本原因。

(3) 流量、转矩损失机理模型以及柱塞泵效率特性半经验参数化模型的建立为柱塞泵节能优化设计与性能评估提供了有力工具,也为柱塞泵性能退化与故障演化机理分析奠定了理论基础。

### 参 考 文 献

- 1 钟掘. 复杂机电系统耦合设计理论与方法[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- 2 徐兵,潮群,张军辉,等. 基于平衡系数的滑靴优化模型[J]. 浙江大学学报:工学版,2015,49(6):1009-1014.  
XU Bing, CHAO Qun, ZHANG Junhui, et al. Slipper optimization model based on equilibrium coefficient[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2015, 49(6):1009-1014. (in Chinese)
- 3 成焕波,刘志峰,谢萍,等. 基于能量损失的斜盘式柱塞泵最小留缸长度计算方法[J]. 农业机械学报,2014, 45(9): 333-339.  
CHENG Huanbo, LIU Zhifeng, XIE Ping, et al. Calculation method of minimum length retained in cylinder for swash plate plunger pump based on energy loss[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 333-339. (in Chinese)
- 4 彭熙伟,杨会菊. 液压泵效率特性建模的神经网络方法[J]. 机械工程学报,2009,45(8):106-111.  
PENG Xiwei, YANG Huiju. Modeling the efficiency characteristics of hydraulic pump via neural networks [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 106-111. (in Chinese)
- 5 付永领,李祝锋,祁晓野,等. 轴向柱塞式电液泵能量转化效率研究[J]. 机械工程学报,2014,50(14):204-212.  
FU Yongling, LI Zhufeng, QI Xiaoye, et al. Research on the energy conversion efficiency of axial piston electro hydraulic pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14):204-212. (in Chinese)
- 6 JEONG Heon-Sul. A novel performance model given by the physical dimensions of hydraulic axial piston motors: model derivation

- [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2007, 21(1): 83 – 97.
- 7 柯明纯, 丁凡, 李宾, 等. 背压对液压马达效率影响的探讨[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 127 – 131.  
KE Mingchun, DING Fan, LI Bin, et al. Exploration of the influence of backing pressure on the efficiency of hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 127 – 131. (in Chinese)
- 8 JEONG Heon-Sul, KIM Hyoung-Eui. A novel performance model given by the physical dimensions of hydraulic axial piston motors: experimental analysis[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2007, 21(1): 630 – 641.
- 9 MA Jien, FANG Youtong, XU Bing, et al. Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model[J]. Journal of Zhejiang University, Science A, 2010, 11(3): 181 – 190.
- 10 MANRING N D, ZHANG Yihong. The improved volumetric efficiency of an axial piston pump utilizing a trapped volume design [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2001, 123(3): 479 – 487.
- 11 SHU Wang. Improving the volumetric efficiency of the axial piston pump[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2012, 134(11): 111001 – 111007.
- 12 张斌. 轴向柱塞泵的虚拟样机及油膜压力特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.  
ZHANG Bin. Study on virtual prototype and pressure characteristics of oil film for piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009. (in Chinese)
- 13 NIE S L, HUANG G H, LI Y P. Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston motor[J]. Tribology International, 2006, 39(11): 1342 – 1354.
- 14 许睿, 谷立臣. 轴向柱塞泵全局耦合动力学建模[J]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 369 – 376.  
XU Rui, GU Lichen. Global coupled dynamical modeling of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 369 – 376. (in Chinese)
- 15 王彬, 周华, 杨华勇. 轴向柱塞泵平面配流副的摩擦转矩特性试验研究[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2009, 43(11): 2091 – 2095.  
WANG Bin, ZHOU Hua, YANG Huayong. Experimental study of frictional torque properties of plane port pairs in axial piston pump[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2009, 43(11): 2091 – 2095. (in Chinese)
- 16 KIM Jong-Ki, KIM Hyoung-Eui, LEE Yong-Bum, et al. Measurement of fluid film thickness on the valve plate in oil hydraulic axial piston pumps. Part II: spherical design effects[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2005, 19(2): 655 – 663.
- 17 KIM Sunghun, MURRENHOFF Hubertus. Measurement of effective bulk modulus for hydraulic oil at low pressure[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(2): 21201 – 21210.
- 18 孙毅, 姜继海, 刘成强. 剩余压紧力条件下滑靴副的油膜特性及功耗[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2011, 29(1): 111 – 116.  
SUN Yi, JIANG Jihai, LIU Chengqiang. Oil film characteristics and power consumption of slipper pair under redundant pressing force[J]. Journal of South University of Technology: Natural Science Edition, 2011, 29(1): 111 – 116. (in Chinese)
- 19 XU Bing, ZHANG Junhui, YANG Huayong, et al. Investigation on the radial micro-motion about piston of axial piston pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(2): 325 – 333.
- 20 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- 21 MANRING N D. Friction forces within the cylinder bores of swash-plate type axial-piston pumps and motors[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1999, 121(3): 531 – 537.