

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.053

# 轴向柱塞泵柱塞滑靴组件动力学特性建模与分析

胡敏 徐兵 周万仁 夏士奇

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

**摘要:** 柱塞滑靴组件的动力学特性直接决定了泵的工作性能。泵运转周期内,存在如离心力、滑靴副摩擦力及柱塞与缸孔间接触力等大小和方向都时变的作用力,但长期以来在对柱塞滑靴组件的动力学参数分析中,仅局限于或在某一固定位置处、或在简化假设情况下进行计算,这给泵结构的优化设计及泵性能的预期评估带来不利影响。为在全周期内动态评估柱塞滑靴组件的动力学性能,依据不同应用需要,在简化受力情况下提出了相应的简化数学模型,在完整受力情况下,通过引入随体坐标系,提出了相应的精细数学模型。建立的模型遵循真实的柱塞-缸孔线接触力动力学行为,并进一步考虑到了接触力作用位置随工况实时动态变化的实际情况。通过实验结果与基于 AMESim-ADAMS 软件建立的联合仿真模型分布参数法仿真结果的对比,验证了所提出的数学模型。应用实践表明,提出的模型可以方便地应用于对柱塞滑靴组件相关重要动力学参数的全面动态评估及泵结构的动态优化设计。

**关键词:** 斜盘式轴向柱塞泵; 柱塞滑靴组件; 动力学模型; 线接触

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)03-0373-08

## Modelling and Analysis of Dynamics Characteristics of Piston-slipper Group of Axial Piston Pump

Hu Min Xu Bing Zhou Wanren Xia Shiqi

(State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

**Abstract:** The pump performance is directly affected by the dynamics performance of piston-slipper group. Since the time-varying direction and magnitude of centrifugal force of piston-slipper group, friction force of slipper swash plate pair, and the interaction force between piston and bush, etc., the conventional dynamics parameters analysis of piston-slipper group is merely limited to either at a certain fixed position or with some simplification assumptions, which are unbeneficial to the optimization design of pump and the prospective evaluation of pump performance. In order to dynamically evaluate the dynamics performance of piston-slipper group over the whole operating period, a novel simplified mathematic model neglecting the action of centrifugal force of piston-slipper group and friction force of slipper swash plate pair, and a novel elaborated mathematic model considering the effect of all the forces acting on the piston-slipper group were put forward, which both accord with the actual condition of line contact force between piston and cylinder bore, and further take the continuous variation of force acting position between piston and cylinder bore with the change of working conditions of pump into account. The novel mathematic models were verified by the experimental results and the simulated results by distribution parameter method based on commercial softwares. The application practice indicates that the proposed models can be used to dynamically evaluate the dynamics parameters of piston-slipper group over the whole operating period, and serve the dynamic optimization design of pump.

**Key words:** swash-plate axial piston pump; piston-slipper group; dynamics model; line contact

收稿日期: 2015-08-02 修回日期: 2015-09-10

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973计划)项目(2014CB046403)、“十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAF07B01)和浙江省自然科学基金项目(Q14E050021)

作者简介: 胡敏(1985—),男,博士生,主要从事轴向柱塞泵/马达及机电液控制研究,E-mail: minhu@zju.edu.cn

通信作者: 徐兵(1971—),男,教授,博士生导师,主要从事机电液控制及流体动力元件与系统研究,E-mail: bxu@zju.edu.cn

## 引言

柱塞滑靴组件是斜盘式轴向柱塞泵的关键部件,是泵实现将原动机输入的机械能转换成液压能输出的直接功能承担者。泵的结构原理决定了柱塞滑靴组件的动力学特性与泵的工作性能有着直接、紧密的关联性。

长期以来,由于柱塞滑靴组件动力学问题的复杂性,在对柱塞滑靴组件进行动力学参数分析时仅局限于在简化受力情况下、某一特定位置处(如外死点处)进行静态分析计算。这种静态分析计算显然具有一定的局限性,无法在整个吸、排油区内动态评估柱塞滑靴组件的动力学性能,无法应用于泵结构在运转全周期内的动态优化设计中。如IVANTYSNOVA等<sup>[1-2]</sup>在柱塞滑靴组件动力学参数动态分析中,将缸孔与柱塞间的相互作用力粗略地简化假设为一个集中力,集中力作用点假设在铜套的中心位置,缸孔与柱塞间的摩擦以粘性摩擦来考虑。MANRING<sup>[3]</sup>建立的柱塞滑靴组件动力学模型,则忽略了离心力与回程力的作用,将柱塞与缸孔间的作用力假设为在铜套两端端面处的两定点支撑力。JEONG等<sup>[4-6]</sup>在MANRING的研究思路,进一步考虑了斜盘对滑靴的反推力与柱塞和缸孔间在铜套端面处的两点支撑力不在同一直线的这种实际存在的情况。在国内,胡仁喜等<sup>[7]</sup>、张斌等<sup>[8-9]</sup>、翟江等<sup>[10]</sup>、童水光等<sup>[11]</sup>也先后开展了柱塞滑靴组件动力学理论及仿真分析相关方面的研究。

基于现有柱塞滑靴组件动力学动态模型中柱塞与缸孔定点接触力的假设计算出来的材料表面接触强度远超材料许用强度,因此此假设不尽合理。实际上由于柱塞与缸孔间的配合间隙往往在几微米的数量级别,在间隙内油膜压力场的双向支撑作用下,以及在柱塞与缸孔间的磨合作用下,柱塞与缸孔间发生的是一种线接触力动力学行为,而不是定点接触力,且线接触力作用位置也随着工况的变化而处于实时动态变化中,基于此考虑,本文分别建立相应的能够在泵运转全周期内分析其柱塞滑靴组件动力学特性的简化与精细数学模型,同时基于商业软件建立柱塞滑靴组件的仿真模型,并对组件的动力学特性进行对比分析。

## 1 柱塞滑靴组件动力学建模

### 1.1 基本受力分析

柱塞与缸孔间发生的相互作用力是一种线性分布力,图1所示为一柱塞滑靴组件处于空间某一位置(相对于外死点 ODC 角度  $\varphi$  处)时的受力示意

图,斜盘对滑靴的反推力  $F_n$  的作用方向始终垂直于斜盘面斜向上,斜盘面与总体坐标系  $Oxyz$  的  $y$  轴间的夹角为斜盘倾角  $\gamma$ ,  $F_n$  可沿着  $y$  轴方向和  $z$  轴方向分解为  $F_{ny}$  和  $F_{nz}$ 。柱塞滑靴组件的离心力  $F_e$  作用点在质心,并沿着质心分布圆径向指向外侧。

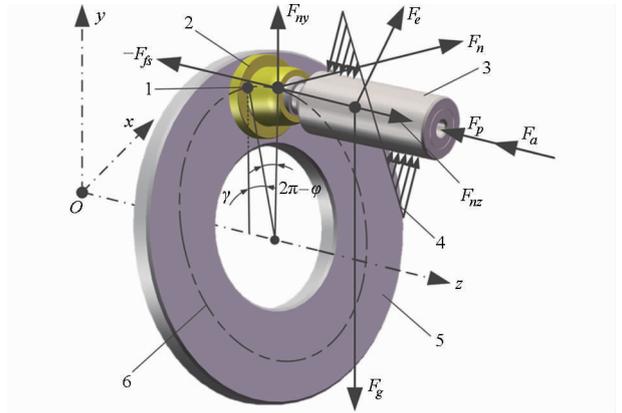


图1 柱塞滑靴组件空间受力分析

Fig. 1 Analysis of spatial mechanics of piston-slipper group  
1. ODC 2. 滑靴 3. 柱塞 4. 线接触力 5. 斜盘垫板 6. 滑靴轨迹

柱塞腔内油液作用在柱塞底部的液压作用力  $F_p$  计算式为

$$F_p = \frac{\pi d^2 p_s}{4} \quad (1)$$

式中  $d$ ——柱塞直径

$p_s$ ——柱塞腔油液压力

柱塞滑靴组件的重力  $F_g$  及惯性力  $F_a$  计算式为

$$F_g = mg \quad (2)$$

$$F_a = mR\omega^2 \tan\gamma \cos\varphi \quad (3)$$

式中  $m$ ——柱塞滑靴组件的质量

$R$ ——组件质心分布圆半径

$\varphi$ ——柱塞相对于外死点的转角

$\omega$ ——泵的工作角速度

柱塞滑靴组件离心力  $F_e$  计算式为

$$F_e = mR\omega^2 \quad (4)$$

### 1.2 简化数学模型

在简化数学模型中,忽略了柱塞滑靴组件的离心力及作用在滑靴底部的由斜盘施加的摩擦力作用,在这种近似情况下,柱塞与缸孔间发生相互作用的线接触位置在  $F_{ny}$  力的作用下,一直处于竖直方向上。据此,可得到排油区时柱塞滑靴组件的受力分析如图2所示。

柱塞与缸孔间接触力分布长度设为  $l_o$  和  $l_i$ ,并以等效集中力  $F_o$  和  $F_i$  代替,满足关系式

$$F_o l_o^2 = F_i l_i^2 \quad (5)$$

$$l_o + l_i = l_f \quad (6)$$

式中  $l_f$ ——柱塞与缸孔间的接触长度,随着柱塞的往复运动而相应变化

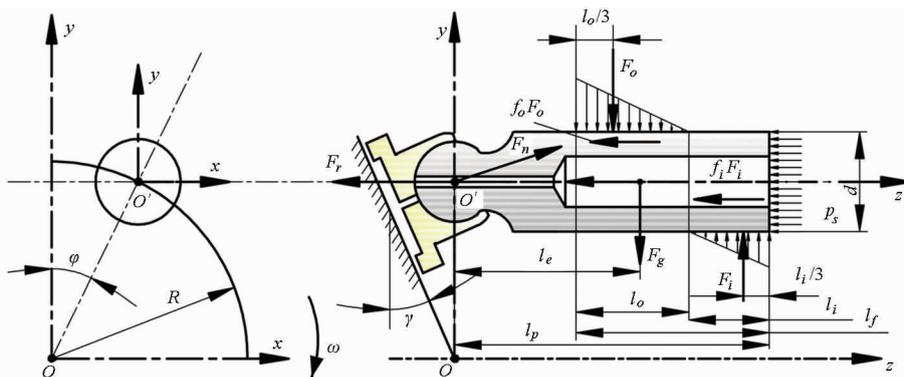


图2 简化数学模型中排油区柱塞滑靴组件受力分析图

Fig.2 Mechanics analysis of piston-slipper group in discharge side of pump for simplified mathematic model

对于有铜套的柱塞副,即所谓的“短接触柱塞”, $l_f$ 由分段函数计算得到

$$l_f = \begin{cases} l_b - (l_{ong} - l_{cnd}) & (l_{ong} > l_{cnd}) \\ l_b & (l_{ong} \leq l_{cnd}, l_{sht} \geq l_{cp}) \\ l_b - (l_{cp} - l_{sht}) & (l_{ong} \leq l_{cnd}, l_{sht} < l_{cp}) \end{cases} \quad (7)$$

其中  $l_{ong} = l_{cbv} - R(\tan\gamma_{max} - \tan\gamma) + dp \quad (8)$

$l_{sht} = l_{cbs} - R(\tan\gamma_{max} - \tan\gamma) + dp \quad (9)$

式中  $l_b$ ——铜套长度

$l_{cnd}$ ——柱塞球头中心与柱塞末端端面之间的长度

$l_{cp}$ ——柱塞球头中心与柱塞颈部端面之间的长度

$\gamma_{max}$ ——最大斜盘倾角

$l_{cbv}$ ——柱塞球头中心距离靠近配流盘一侧的铜套端面的长度

$l_{cbs}$ ——柱塞球头中心距离靠近滑靴一侧的铜套端面的长度

$dp$ ——柱塞位移

$$dp = R \tan\gamma (\cos\varphi - 1) \quad (10)$$

对于无铜套的柱塞副,即所谓的“长接触柱塞”, $l_f$ 计算式为

$$l_f = l_{cnd}/2 + dp \quad (11)$$

由图2,在  $y$  方向和  $z$  方向依据力平衡关系可得

$$F_n \sin\gamma - F_o - F_g + F_i = 0 \quad (12)$$

$$F_n \cos\gamma - f_o F_o - f_i F_i - \pi dl_f \mu v_p / h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \quad (13)$$

其中  $v_p = -R\omega \tan\gamma \sin\varphi \quad (14)$

式中  $F_r$ ——柱塞滑靴组件受到的回程力

$f_i, f_o$ ——柱塞两端的库伦摩擦系数

$\mu$ ——油液的粘度

$v_p$ ——柱塞往复运动的轴向速度

$h_p$ ——柱塞副油膜厚度

在式(13)中同时考虑了柱塞副处的库伦摩擦和粘性摩擦,在实际计算中可以根据柱塞副处的润

滑状况选择采用库伦摩擦或者粘性摩擦,但在大部分工况下,柱塞副都处于一种混合润滑的状态<sup>[12]</sup>,因此采用混合摩擦系数对应的库伦摩擦更接近实际情况,对于滑靴副处的摩擦计算也与此类同。

选柱塞球头中心为参考点,由力矩平衡可得

$$F_o(l_p - l_f + l_o/3) + F_g l_e - F_i(l_p - l_i/3) - f_o F_o d/2 + f_i F_i d/2 = 0 \quad (15)$$

式中  $l_e$ ——柱塞球头中心到柱塞滑靴组件质心的距离

对吸油区的柱塞滑靴组件进行受力分析时,由于此时柱塞反向运动,因此需要对式(13)和式(15)进行调整,得

$$F_n \cos\gamma + f_o F_o + f_i F_i + \pi dl_f \mu v_p / h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \quad (16)$$

$$F_o(l_p - l_f + l_o/3) - F_i(l_p - l_i/3) + f_o F_o d/2 + F_g l_e - f_i F_i d/2 = 0 \quad (17)$$

基于方程(1)~(17),可以求得柱塞滑靴组件的受力在运转周期内任意位置处的解析解。若假设柱塞副处于混合润滑状态,主要表现为库伦摩擦, $f_i = f_o = f$ ,则在排油区和吸油区通过消元法可以推导出

$$(l_f/l_i - 1)^2 [l_f - l_p - (l_f - l_i)/3 + df/2] \sum F \sin\gamma - \sum F \sin\gamma (df/2 + l_i/2 - l_p) = 0 \quad (18)$$

$$l_o = l_f(6l_p + 3fd - 2l_f) / (12l_p + 6fd - 6l_f) \quad (19)$$

其中  $\sum F = F_p + F_a + F_r \quad (20)$

在式(18)和式(19)的基础上分别求得  $l_i$  和  $l_o$  之后,通过逐步反求可得到相应的其它变量值。

### 1.3 精细数学模型

如图3a所示,在竖直方向的  $F_{ay}$ 、径向方向的离心力  $F_e$  及切向的斜盘对滑靴的摩擦力  $F_{fs}$  (可以近似认为  $F_{fs}$  作用点在球头中心处) 作用下,柱塞与缸孔的接触位置实际情况下处于连续动态变化过程中。为此,沿着柱塞与缸孔接触面建立随体坐标系  $O'x'y'z'$ ,其中  $z'$  轴与总体坐标系中的  $z$  轴同向,为柱

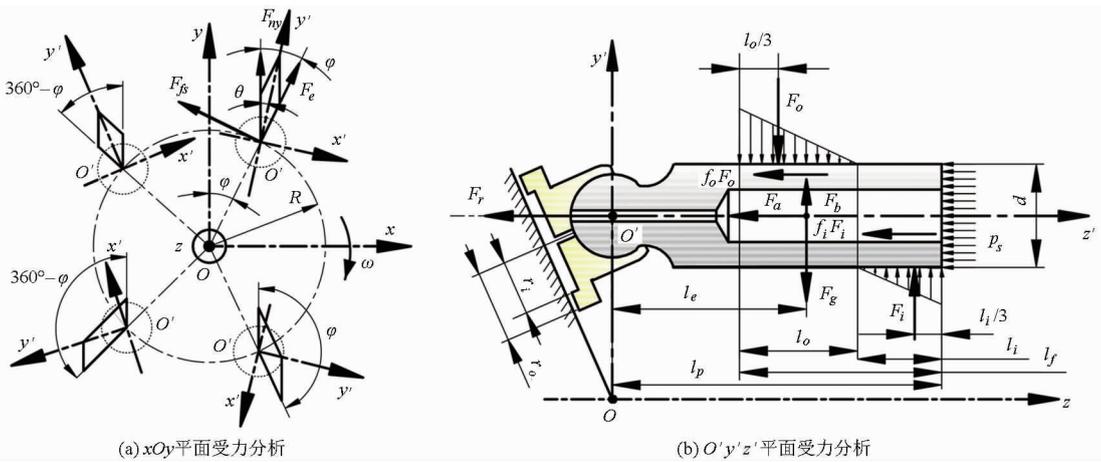


图3 精细数学模型中柱塞滑靴组件力学关系分析

Fig. 3 Mechanics analysis of piston-slipper group in discharge side of pump for elaborated mathematic model

塞轴向方向,假设 $y'$ 轴与竖直方向 $y$ 轴间的夹角为 $\theta$ 角。

在随体坐标系 $O'y'z'$ 中对柱塞滑靴组件进行受力分析,图3b所示为柱塞滑靴组件在排油区时所受的作用力,与前述式(5)、(6)同理,可建立关系式

$$F_o l_e^2 = F_i l_o^2 \quad (21)$$

$$l_o + l_i = l_f \quad (22)$$

在柱塞轴向方向即 $z'$ 方向上由力平衡关系可得

$$F_n \cos \gamma - f_o F_o - f_i F_i - \pi d l \mu v_p / h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \quad (23)$$

在竖直方向,即 $y$ 轴方向上由力平衡关系可得

$$F_n \sin \gamma - F_o \cos \theta + F_i \cos \theta + F_e \cos \varphi + F_{fs} \sin \varphi - F_g = 0 \quad (24)$$

$$\text{其中 } F_{fs} = f_s F_n + \mu \frac{\omega \pi R}{h_s} (r_o^2 - r_i^2) \quad (25)$$

式中  $f_s$ ——滑靴副处库伦摩擦因数

$h_s$ ——滑靴副油膜厚度

$r_o, r_i$ ——滑靴底面密封带外半径及内半径

在 $x$ 轴方向由力平衡关系可得

$$F_i \sin \theta + F_e \sin \varphi - F_o \sin \theta - F_{fs} \cos \varphi = 0 \quad (26)$$

在坐标系 $O'y'z'$ 中,选柱塞球头中心为参考点,由力矩平衡可得

$$F_e \cos(\varphi - \theta) l_e + F_i (l_p - l_i/3) - F_o (l_p - l_j + l_o/3) + f_o F_o d/2 - f_i F_i d/2 - F_g l_e \cos \theta = 0 \quad (27)$$

在吸油区时,由柱塞滑靴组件力平衡关系,在 $z'$ 方向可得

$$F_n \cos \gamma + f_o F_o + f_i F_i + \pi d l \mu v_p / h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \quad (28)$$

$y$ 方向和 $x$ 方向力平衡方程与式(24)、(26)一致,力矩平衡方程为

$$F_e \cos(\theta - \varphi) l_e + F_i (l_p - l_i/3) - F_o (l_p - l_j + l_o/3) - f_o F_o d/2 + f_i F_i d/2 - F_g l_e \cos \theta = 0 \quad (29)$$

由式(1)~(11)及式(21)~(29),最终可推导得到一个以 $l_i$ 为自变量的强非线性关系式

$$\varepsilon = f(l_i) \quad (30)$$

式(30)中的 $\varepsilon$ 称为平衡系数,当 $\varepsilon = 0$ 时,柱塞滑靴组件达到完全力平衡和力矩平衡状态。

#### 1.4 结构强度薄弱环节应力计算

柱塞滑靴组件结构强度薄弱环节存在于如图4所示的柱塞颈部位置,及组成柱塞副耦合面的柱塞与铜套接触表面。

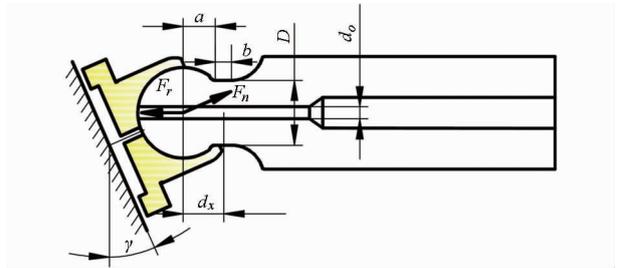


图4 柱塞滑靴组件颈部应力计算示意图

Fig. 4 Diagram for the derivation of stress of piston neck

柱塞颈部距离球头中心 $d_x$ 位置处所受正应力 $\sigma$ 和弯曲应力 $\sigma'$ 计算式为

$$\sigma = \frac{F_n \cos \gamma - F_r}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d_o^2)} \quad (31)$$

$$\sigma' = \frac{\sqrt{(F_{fs} d_x \cos \varphi)^2 + (F_{fs} d_x \sin \varphi + F_n d_x \sin \gamma)^2}}{\frac{\pi D^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d_o}{D} \right)^4 \right]} \quad (a \leq d_x \leq a + b) \quad (32)$$

柱塞颈部 $d_x$ 位置处冯米斯应力 $[\sigma]$ 计算式为

$$[\sigma] = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (33)$$

其中  $\sigma_1 = \sigma + \sigma'$  (34)

$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  (35)

柱塞与缸孔间耦合面的表面接触强度  $\sigma_{H0}$  及  $\sigma_{Hi}$  计算式为

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_o}{\pi l_o} \frac{\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}}{1 - \mu_1^2} + \frac{1}{\rho_2} \frac{1}{1 - \mu_2^2}} \sqrt{\frac{E_1}{E_1} + \frac{E_2}{E_2}} \quad (36)$$

$$\sigma_{Hi} = \sqrt{\frac{F_i}{\pi l_i} \frac{\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}}{1 - \mu_1^2} + \frac{1}{\rho_2} \frac{1}{1 - \mu_2^2}} \sqrt{\frac{E_1}{E_1} + \frac{E_2}{E_2}} \quad (37)$$

式中  $\rho_1, \rho_2$ ——柱塞与铜套的曲率半径  
 $\mu_1, \mu_2$ ——柱塞与铜套材料的泊松比  
 $E_1, E_2$ ——柱塞与铜套材料的弹性模量

### 1.5 数值计算流程

前述精细模型,由于涉及三角方程、反三角方程等超越方程计算因素,因此难于获得其解析解,但可以通过数值解法获得满足精度需求的数值解,计算流程如图 5 所示,本文中计算精度设为  $e = 1 \times 10^{-12}$ 。

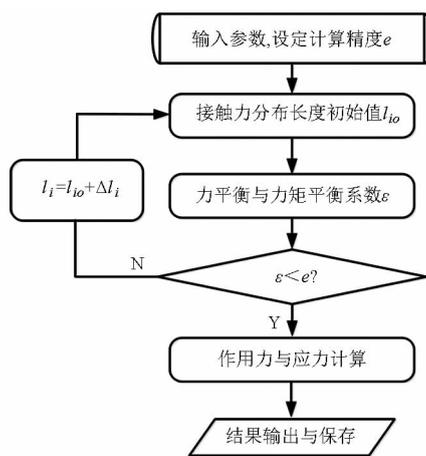


图 5 数值计算流程图

Fig. 5 Flow chart of numerical calculation

## 2 组件动力学仿真模型建立

建模对象为工业上获得广泛应用的某型轴向柱塞泵,其仿真模型如图 6 所示,因该泵为双泵串联形式,因此前后泵流体系统类似,各自为相应的动力学机构实时提供油液压力,动力学模型由电机虚拟驱动输入机械能,并通过动力学模型与流体系统模型间的实时耦合作用,最终通过流体系统输出液压能。

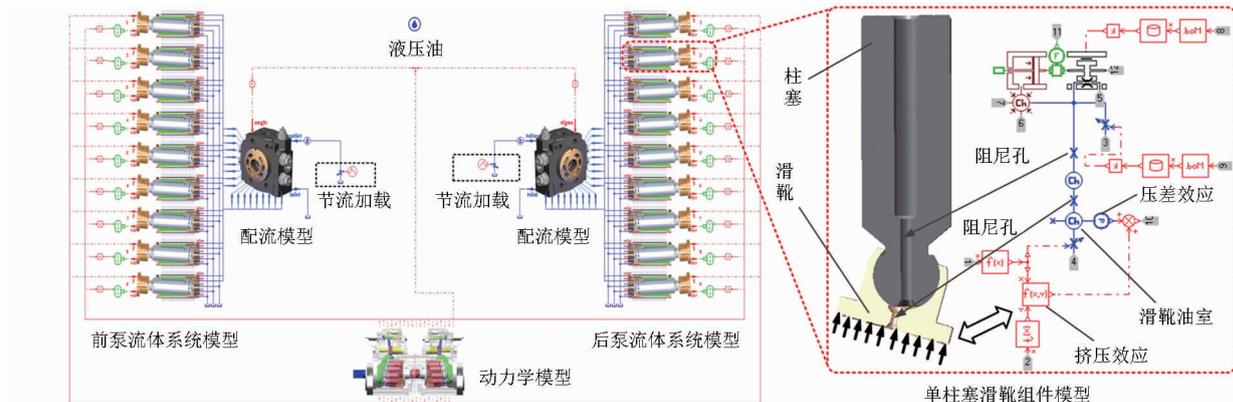


图 6 基于 AMESim 与 ADAMS 软件的轴向柱塞泵联合仿真模型

Fig. 6 Co-simulation model of axial piston pump constructed by AMESim and ADAMS softwares

如图 7 所示,柱塞滑靴组件通过球铰/回程盘机构相互耦合连接成一个系统结构。球铰上作用有弹簧力,该弹簧力即为柱塞滑靴组件上的回程力

$$F_r = k(\Delta x_0 + d_{rb}) \quad (38)$$

式中  $k$ ——弹簧刚度

$\Delta x_0$ ——弹簧预压缩长度

$d_{rb}$ ——缸体与球铰间的相对位移

球铰与回程盘通过球铰副连接在一起,回程盘与滑靴间是一种碰撞关系,碰撞力  $F_{sr}$  计算式为

$$F_{sr} = \xi \delta^e + CV \quad (39)$$

式中  $\xi$ ——接触表面的 Hertz 接触刚度

$\delta$ ——接触点的法向穿透深度

$e$ ——力的指数,刚度项的贡献因子

$C$ ——阻尼系数

$V$ ——接触点的法向相对速度

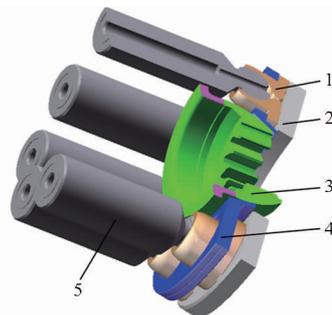


图 7 柱塞滑靴组件与回程机构

Fig. 7 Piston-slipper groups and return mechanism

1. 滑靴 2. 斜盘垫板 3. 球铰 4. 回程盘 5. 柱塞

滑靴底部由流体系统模型计算得到的液压力支撑,由压差效应产生的支撑力  $F_{de}$  及由挤压效应产生的支撑力  $F_{se}$  为

$$F_{de} = \frac{\pi}{2} \frac{r_o^2 - r_i^2}{\ln \frac{r_o}{r_i}} p_s \quad (40)$$

$$F_{se} = \frac{3\pi\mu v_{ps}}{2h_s^3} \left[ r_o^4 - r_i^4 - \frac{(r_o^2 - r_i^2)^2}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \right] \quad (41)$$

式中  $v_{ps}$  ——滑靴的挤压速度

表 1 研究对象涉及的基本仿真及计算参数

Tab.1 Simulation and calculation parameters of research object

参数	数值	参数	数值	参数	数值
额定压力 $p_r$ /MPa	34.3	球头中心与质心距离 $l_c$ /mm	24.99	柱塞副摩擦因数 $f$	0.02
转速 $n$ /(r·min <sup>-1</sup> )	2 000	柱塞滑靴组件质量 $m$ /g	269.65	柱塞材料泊松比 $\mu_1$	0.3
峰值压力 $p_{max}$ /MPa	39.2	柱塞阻尼孔直径 $d_o$ /mm	3	铜套材料泊松比 $\mu_2$	0.33
柱塞直径 $d$ /mm	24	柱塞材料弹性模量 $E_1$ /MPa	210 000	吸油口压力 $p_0$ /MPa	0
滑靴副摩擦因数 $f_s$	0.01	铜套材料弹性模量 $E_2$ /MPa	100 000	斜盘倾角 $\gamma$ /(°)	16.2
柱塞长度 $l_u$ /mm	69	柱塞分布圆半径 $R$ /mm	47.5	柱塞颈部直径 $D$ /mm	11.4

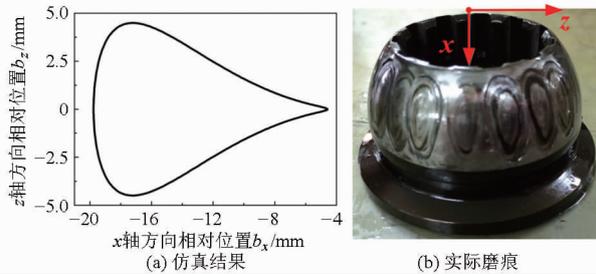


图 8 回程盘与球铰相对运动轨迹对比

Fig.8 Relative motion locus between ball guide and retainer

图 9 对比了采用简化模型和精细模型计算得到的柱塞颈部应力结果,由于简化模型忽略了离心力及滑靴副摩擦力的作用,因此由图 9 可见通过精细模型计算得到的结果略大于通过简化模型计算得到的结果,应力值都低于柱塞材料屈服强度,且留有较宽裕度,符合泵设计准则,验证了该泵设计的正确性,反而言之,这也在一定程度上验证了计算结果的

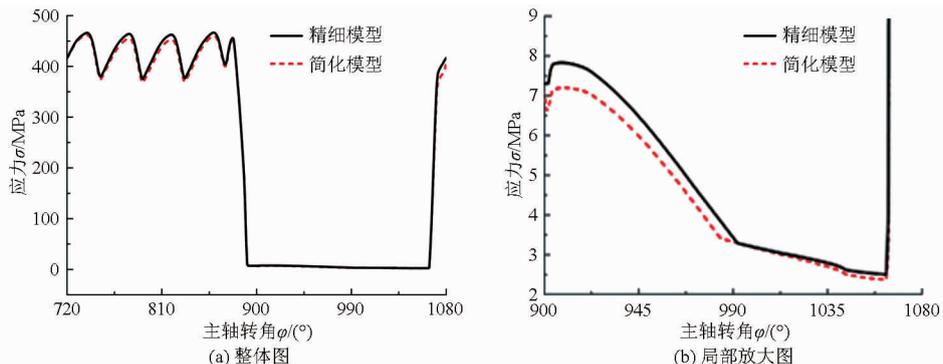


图 9 数学模型计算得到的柱塞颈部应力

Fig.9 Piston-neck stress derived from mathematic models

### 3 模型验证

研究对象涉及的基本仿真及计算参数如表 1 所示,其中柱塞副和滑靴副均假设处于混合润滑状态,  $f_i = f_o = 0.02$ ,  $f_s = 0.01$  [1]。

回程盘与球铰间的相对运动轨迹仿真结果如图 8a 所示,图 8b 所示为实验得到的由回程盘与球铰间相对运动导致的实际磨痕,对比可见两者形貌规律基本一致,反映了仿真模型能比较准确地模拟计算泵内部发生的动力学行为。

正确性。

图 10 所示为通过仿真基于分布参数法得到的柱塞颈部应力分布云图,最大值为 473.25 MPa,与图 9 中计算结果最大值 466.50 MPa 比较接近,且都满足柱塞材料强度要求。分析两者间微小偏差的主要原因是,数学模型是一种描述单柱塞滑靴组件动力学特征的比较理想化的模型,而仿真模型不仅仅描述的是单个柱塞滑靴组件的动力学特征,与此同时,也综合考虑了泵内所有柱塞滑靴组件间通过回程盘与球铰发生的相互间的耦合牵连作用,因此使得仿真结果略大于数学模型计算结果。

将模型应用于某国产泵的正向自主动态优化设计中,优化后使得泵缸体质量在同等条件下减小了 8.75%,提高了泵的功率密度比,图 11 所示为在额定转速满排量工况下测得的该泵效率曲线,最高总效率达到 88.82%,反映了该泵具有优良的性能,模

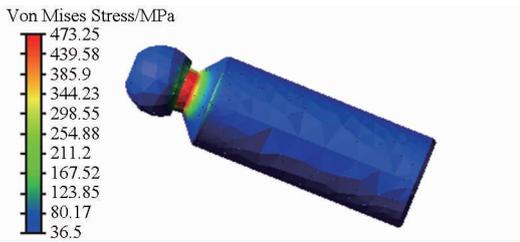


图 10 基于仿真模型得到的柱塞颈部应力云图

Fig. 10 Piston-neck stress derived from simulation model

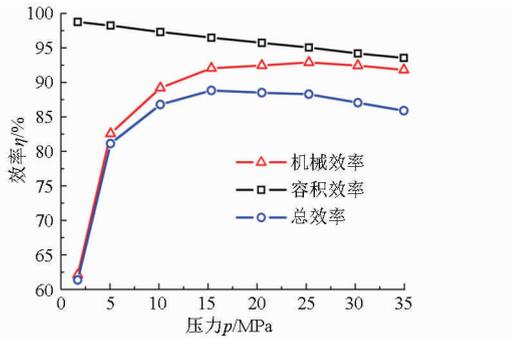


图 11 额定转速满排量工况下测得的泵效率曲线

Fig. 11 Tested efficiency of pump at rated speed and full displacement

型可以应用于泵的动态优化设计。

以上分析表明,所建立的柱塞滑靴组件动力学数学模型和基于商业软件的仿真模型具有较好的可信度和准确度。

#### 4 模型适用性讨论

进一步提高功率质量比是轴向柱塞泵发展的必然趋势与必然要求<sup>[13-15]</sup>,提高泵的额定工作转速是提高其功率质量比的最佳方案之一。泵向高速化方向发展,首先面临的问题就是柱塞滑靴组件的动力学问题。为此,基于前述研究对象,将其转速从 2 000 r/min 提高到 8 000 r/min 后,分析其柱塞滑靴组件相关动力学参数的变化特征。

首先,基于仿真模型分析发现,8 000 r/min 时吸油压力需要由 2 000 r/min 时的 0 MPa 增压至 5 MPa,以避免吸空现象的发生,保证泵正常的吸排油功能,如图 12 所示。同时,为保证滑靴不发生脱靴现象,组件所需最小回程力由 163 N 增大至 2 109 N。

图 13 和图 14 分别为通过精细数学模型和简化数学模型计算得到的 8 000 r/min 时柱塞颈部的应力及柱塞副偶合表面的接触强度。

由图 9~14 可知,相较而言,离心力及滑靴副摩擦力对柱塞副表面接触强度影响更大,柱塞副常用材料的许用接触比压也就在几十个兆帕数量级左右,因此简化数学模型仅适用于柱塞滑靴组件离心力比较小,即柱塞滑靴组件质量比较小或者转速比较低的泵的计算,而当组件离心力比较大时,则须采

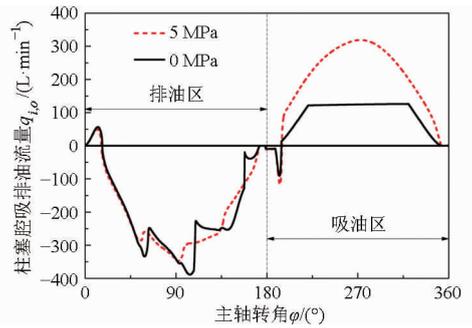


图 12 不同吸油压力时 8 000 r/min 工况下自吸性能比较

Fig. 12 Comparison of self-suction capacity at speed of 8 000 r/min with different suction pressure levels

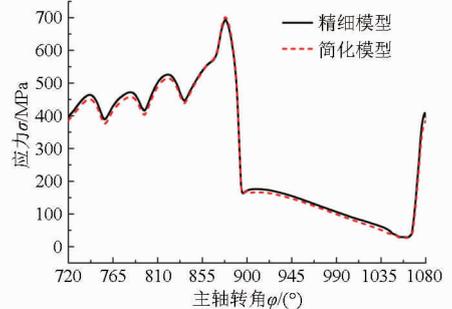


图 13 8 000 r/min 工况下柱塞颈部应力曲线

Fig. 13 Stress of piston neck at speed of 8 000 r/min

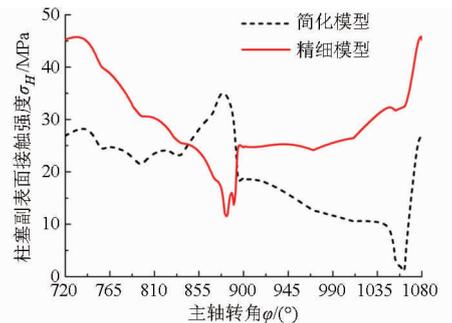


图 14 8 000 r/min 工况下柱塞副表面接触强度曲线

Fig. 14 Surface contact strength of piston cylinder pair at speed of 8 000 r/min

用精细数学模型计算,以考虑到离心力、滑靴副摩擦力对柱塞颈部强度,尤其是对柱塞副表面接触强度的影响。与基于商业软件的仿真模型相比较,数学模型更易于实现对柱塞滑靴结构的变参优化设计与研究,而仿真模型在考虑柱塞滑靴组件的吸排油性能时具有优势。

#### 5 结论

(1) 基于柱塞与缸孔间的符合实际的线接触作用力动力学行为,并进一步考虑到接触力作用位置随工况实时动态变化的实际情况,本文依据柱塞滑靴组件离心力及滑靴底面受到的摩擦力忽略与否,分别建立了对柱塞滑靴组件动力学特性进行实时动态分析与计算的简化数学模型和精细数学模型。简化数学模型求解较为简便,但仅适用于当相对于其

它作用力,柱塞滑靴组件的离心力及滑靴副摩擦力可以小到允许忽略不计情况时的泵的计算,若柱塞滑靴组件质量比较大(推荐如高于 100 g)且转速比较高(推荐如高于 2 000 r/min)时,则应优选采用精细数学模型进行计算,以考虑到离心力等对组件结构强度及其它性能参数的影响。

(2)基于本文所提供的模型,可以对柱塞滑靴

组件的吸排油性能、摩擦损耗、薄弱环节处的结构强度及保证柱塞滑靴组件正常回程所需的最小回程力等直接决定柱塞滑靴组件工作性能的参数在泵运转全周期内及变工况下进行实时动态分析,且模型与柱塞滑靴的结构参数建立了直接联系,因此也便于用于对泵结构开展动态变参优化设计与研究。

### 参 考 文 献

- 1 IVANTYSYN J, IVANTYSYNOVA M. Hydrostatic pumps and motors [M]. New Delhi: Akademia Books International, 2001.
- 2 IVANTYSYNOVA M. The piston cylinder assembly in piston machines – a long journey of discovery [C]//Proceedings of 8th IFK International Conference on Fluid Power, 2012, 3: 307 – 332.
- 3 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.
- 4 HEON SUL J, HYUNG EUI K. On the instantaneous and average piston friction of swash plate type hydraulic axial piston machines [J]. KSME International Journal, 2004, 18(10): 1700 – 1711.
- 5 HEON SUL J. 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.
- 6 HEON SUL J, HYUNG EUI K. 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(4): 630 – 641.
- 7 胡任喜,苑士华,刘红宁,等. 高压高速条件下柱塞副泄漏流场分析 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 221 – 226.  
HU Renxi, YUAN Shihua, LIU Hongning, et al. Analysis on the leaking flow field of the piston sector considering the high press and high velocity [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 221 – 226. (in Chinese)
- 8 ZHANG Bin, XU Bing, XIA Chunlin, et al. Modeling and simulation on axial piston pump based on virtual prototype technology [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 84 – 90.
- 9 张斌,徐兵,杨华勇,等. 基于虚拟样机技术的数字式柱塞泵控制特性研究 [J]. 浙江大学学报, 2010, 44(1): 1 – 7.  
ZHANG Bin, XU Bing, YANG Huayong, et al. Study on control performance of digital piston pump based on virtual prototype technology [J]. Journal of Zhejiang University, 2010, 44(1): 1 – 7. (in Chinese)
- 10 翟江,周华. 海水淡化轴向柱塞泵的虚拟样机技术研究 [J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2012, 40(3): 108 – 112.  
ZHAI Jiang, ZHOU Hua. Virtual prototype technology for axial piston pumps used in seawater desalination [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2012, 40(3): 108 – 112. (in Chinese)
- 11 童水光,王相兵,钟巍,等. 基于虚拟样机技术的轴向柱塞泵动态特性分析 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(2): 174 – 182.  
TONG Shuiguang, WANG Xiangbing, ZHONG Wei, et al. Dynamic characteristics analysis on axial piston pump based on virtual prototype technology [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(2): 174 – 182. (in Chinese)
- 12 LIN Shuo, HU Jibin. Tribo-dynamic model of slipper bearings [J]. Applied Mathematical Modelling, 2015, 39(2): 548 – 558.
- 13 IVANTYSYNOVA M. Innovations in pump design-what are future directions [C]//Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, 2008: 59 – 64.
- 14 ENEKES C. Ausgewählte maßnahmen zur effizienzsteigerung von axialkolbenmaschinen [D]. Aachen: RWTH Aachen University, 2012.
- 15 HEINRICH T, STEFAN G, HUBERTUS M. Reducing energy losses in hydraulic pumps [C]//The 8th International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2013.