

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.02.007

# 锥形缸体斜盘式轴向柱塞泵腔内压力特性研究<sup>\*</sup>

张志伟<sup>1</sup>, 武 兵<sup>1,2\*</sup>, 王 君<sup>1,2</sup>, 黄克康<sup>1</sup>, 申煜玺<sup>1</sup>, 刘 洋<sup>1</sup>

(1. 太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原 030024;

2. 太原理工大学 新型传感器与智能控制教育部重点实验室, 山西 太原 030024)

**摘要:**针对锥形缸体轴向柱塞泵工作时, 柱塞腔内油液体积急剧变化, 腔内产生的压力脉动和压力冲击会造成柱塞泵振动以及噪声的问题, 采用了 AMESim 建立锥形缸体柱塞泵模型的方法, 研究了斜盘倾斜角度和油液的可压缩性及粘性对柱塞腔内压力的影响特性。首先, 分析了 A4VSO 锥形缸体柱塞泵的工作原理和运动学关系, 以及柱塞腔内压力的理论分析; 其次, 通过 AMESim 的二次开发对原有的柱形缸体模块进行了改进, 在考虑泄漏的影响下, 建立了锥形缸体轴向柱塞泵的仿真模型; 最后, 使用实验数据验证了仿真模型的可靠性。研究表明: 随着斜盘倾角、油液体积弹性模量和动力粘度的增大, 柱塞腔内压力增大, 且油液体积弹性模量的脉动率由最初 0.6% 的涨幅降为 0.34%。

**关键词:**锥形缸体; 二次开发; 体积弹性模量; 油液黏度; 腔内压力

中图分类号: TH137

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2021)02-0184-07

## Pressure characteristics in cavity of swash plate axial piston pump with conical cylinder block

ZHANG Zhi-wei<sup>1</sup>, WU Bing<sup>1,2</sup>, WANG Jun<sup>1,2</sup>, HUANG Ke-kang<sup>1</sup>, SHEN Yu-xi<sup>1</sup>, LIU Yang<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Transportation Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan

030024, China; 2. Key Laboratory of New Sensors and Intelligent Control of Ministry of

Education, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

**Abstract:** Aiming at the problem that the oil volume in the plunger chamber changed rapidly when the conical cylinder axial piston pump was working, and the pressure pulsation and pressure impact in the chamber caused the vibration and noise of the plunger pump, AMESim was used to establish the conical cylinder piston pump model. The effects of the tilt Angle of the swash plate, the compressibility and viscosity of the oil on the pressure in the plunger cavity were studied. Firstly, the working principle and kinematic relationship of A4VSO conical cylinder piston pump and the theoretical analysis of the pressure in the plunger cavity were analyzed. Secondly, through the secondary development of AMESim, the original cylinder block module was improved, and the simulation model of axial piston pump with conical cylinder block was established considering the influence of leakage. Finally, the experimental data was used to verify the reliability of the simulation model. The results indicate that with the increase of swash plate angle, oil bulk elastic modulus and dynamic viscosity, the pressure in the cavity increases, and the fluctuation rate of oil bulk elastic modulus changes from 0.6% increase to 0.34% increase.

**Key words:** conical cylinder; secondary development; bulk elastic modulus; oil viscosity; cavity pressure

收稿日期: 2020-06-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51905369)

作者简介: 张志伟(1993-), 男, 山西大同人, 硕士研究生, 主要从事锥形缸体轴向柱塞泵柱塞腔内压力的测试及仿真方面的研究。E-mail: 1026780960@qq.com

通信联系人: 武兵, 男, 副教授, 硕士生导师。E-mail: wubing@tyut.edu.cn

## 0 引言

轴向柱塞泵产生噪声的因素比较多,而泵作为液压系统的核心部件,多数学者认为液压系统的噪声主要来源于泵的流体噪声。柱塞泵的柱塞在运动工作中,柱塞腔内压力的快速变化是产生流体噪声的重要因素,腔内的压力脉动和压力冲击能够造成整个柱塞泵在力和力矩方面发生相应的脉动和冲击,缸体、斜盘等柱塞泵部件也随之产生振动以及噪声。故研究柱塞泵腔内压力的变化规律对如何降低柱塞泵的噪声有着重要的参考意义。

为了探索柱塞泵腔内压力变化情况,英国 University of Bath 的 EDGE K A 教授<sup>[1]</sup>对柱塞泵腔内压力的瞬变状态进行了实测研究,并验证了用柱塞泵简单的节流孔压力流量公式建模的精确性比较低;德国 Technical University of Hamburg-Harburg 的 IVANTYSNOVA M 教授<sup>[2]</sup>指出了轴向柱塞泵的腔内压力是柱塞副、滑靴副和配流副的动力源,各个泄漏的油膜润滑状态与柱塞腔内压力有着密切的联系;浙江大学的徐兵教授<sup>[3]</sup>通过优化配流盘降低了腔内的压力冲击,并指出了柱塞的受力和运动与柱塞腔内压力有着密切关系;胡亮<sup>[4]</sup>通过使用 ADAMS 和 AMESim 对圆柱形轴向柱塞泵进行了联合仿真,对比两者的速度位移验证了仿真模型的正确性,在此基础上仿真得出了不同负载对柱塞腔压力的动态规律及柱塞副泄漏流量的变化特性;哈尔滨工业大学的王克龙博士<sup>[5,6]</sup>建立了柱塞腔内动态压力方程,基于节流口流量公式得到了腔内动态压力曲线,研究了柱塞腔内压力与柱塞微运动的关系;太原理工大学的李会妨<sup>[7]</sup>基于 Simulation X 搭建了恒压柱塞泵的仿真模型,对柱塞泵的结构参数不断地优化改进,仿真得到了单个柱塞的腔内压力变化图,以及在整个柱塞泵中腔内压力的动态变化规律。

目前,针对柱塞泵腔内压力的研究,大多数的学者都是通过理论计算或者仿真技术去获取腔内的动态变化。而油液的可压缩性和油液的黏性是影响腔内压力的一个重要因素之一,但目前对油液的可压缩性和油液的黏度研究还不够充分。

本文通过 AMESim 对锥形缸体轴向柱塞泵进行仿真建模,分析斜盘倾斜角度、油液弹性模量系数和动力粘度系数对腔内压力特性的影响,为锥形缸体柱塞泵的建模提供改进方案,对腔内压力的研究以及降低噪声有着重要的参考意义。

## 1 锥形缸体柱塞泵的理论分析

### 1.1 轴向柱塞泵的运动学分析

圆锥形缸体轴向柱塞泵和圆柱形缸体轴向柱塞泵两者的工作原理相似。

锥形缸体轴向柱塞泵的工作原理如图 1 所示。

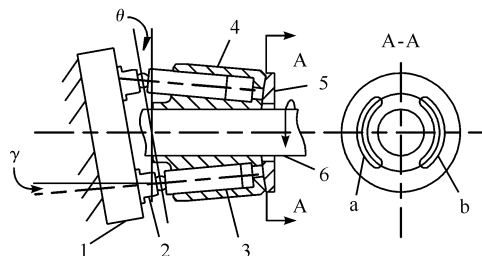


图1 锥形缸体轴向柱塞泵的工作原理

1—斜盘;2—滑靴;3—柱塞;4—缸体;5—配流盘;6—传动轴

在图1中,传动轴上箭头为旋转方向。斜盘式轴向柱塞泵主要包括2种运动:一是传动轴在原动机的带动下,缸体、柱塞和滑靴等一起绕传动轴做旋转运动;二是柱塞在缸体内做往复运动。柱塞的往复运动造成缸体孔内密封腔容积发生着改变,容积增大时,油液从配流盘的窗口a吸入;相反,容积减小时,油液从配流盘的窗口b排出。

锥形缸体轴向柱塞泵的运动关系如图2所示。

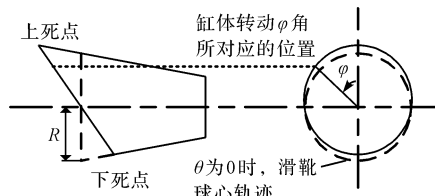


图2 锥形缸体轴向柱塞泵的运动关系

由图2的运动关系图,SHI Z R 等<sup>[8]</sup>根据立体几何计算方法,求出了锥形缸体轴向柱塞泵的位移速度方程。

锥形缸体柱塞轴向位移方程为:

$$S_z = \frac{R \cos \gamma \tan \theta (1 + \cos \varphi)}{(\cos \gamma + \sin \gamma \tan \theta) (\cos \gamma - \sin \gamma \cos \varphi \tan \theta)} \quad (1)$$

锥形缸体柱塞运行速度方程为:

$$V_z = \frac{dS_z}{dt} = \frac{R \omega \sin \varphi \tan \theta \cos \gamma (\tan \theta + \cos \gamma)}{(\cos \gamma + \sin \gamma \tan \theta) (\cos \gamma - \sin \gamma \cos \varphi \tan \theta)^2} \quad (2)$$

式中: $\theta$ —斜盘倾角; $R$ —下死点时滑靴球心和主轴之间的距离半径; $\gamma$ —锥形缸体柱塞和主轴之间的夹角;

$\varphi$ —缸体转角即柱塞与初始位置上死点之间的夹角;  
 $\omega$ —缸体旋转角速度。

### 1.2 柱塞腔内压力理论分析

轴向柱塞泵内的 9 个柱塞交替吸油排油来完成柱塞泵的工作时,柱塞腔可以被看作为一个控制容积,柱塞在吸油和排油的过程中,柱塞的容积因柱塞的运动发生急剧变化,同时油液的流进流出使腔内压力发生瞬息剧烈改变。

在引起柱塞泵腔内压力的因素中,柱塞的运动占主要作用,此外存在节流效应、液体的可压缩性、黏性、泄漏以及气穴等现象。

柱塞腔内压力瞬时变化模型图如图 3 所示。

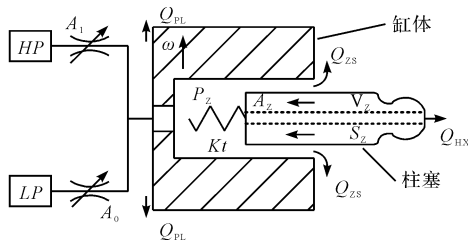


图 3 柱塞腔内压力瞬时变化模型图

HP—高压吸油区;LP—低压吸油区; $A_1$ —吸油截面  
 $A_0$ —排油截面

SEENIRAJ G K 等<sup>[9]</sup>根据油液体积弹性公式推导出柱塞腔压力特性方程,即:

$$\frac{dP_z}{d\varphi} = \frac{K_r(Q_n - Q_{pl} - Q_{zs} - Q_{hx} - V_z A_z)}{\omega(V_0 + S_z A_z)} \quad (3)$$

式中: $P_z$ —柱塞腔腔内压力; $K_r$ —油液的体积弹性模量; $Q_{pl}$ —配流副的泄漏流量; $Q_{zs}$ —柱塞副的泄漏流量; $Q_{hx}$ —滑靴副的泄漏流量; $Q_n$ —第  $n$  个柱塞腔与配流盘之间的流量; $V_0$ —闭死容积; $A_z$ —柱塞截面积。

### 1.3 柱塞泵的泄漏效应

柱塞泵主要有 3 个泄漏部分:柱塞副泄漏、滑靴副泄漏和配流副泄漏<sup>[10]</sup>。

(1) 柱塞副泄漏流量:

$$Q_{zs} = \frac{\pi d_z \varepsilon_1^3}{12 \rho L_H} (1 + 1.5 \xi^2) (P_z - P_H) - \frac{\pi d_z \varepsilon_1 V_z}{2} \quad (4)$$

(2) 滑靴副泄漏流量:

$$Q_{hx} = \frac{\pi d_k^4 \varepsilon_2^3}{\rho [6 d_k^4 \ln(r_2/r_1) + 128 \varepsilon_2^3 l_k]} (P_z - P_H) \quad (5)$$

(3) 配流副泄漏流量:

$$Q_{pl} = \frac{\alpha_t \varepsilon_3^3}{12 \rho} \left[ \frac{1}{\ln(R_2/R_1)} + \frac{1}{\ln(R_4/R_3)} \right] (P_z - P_H) \quad (6)$$

式中: $d_z$ —柱塞直径; $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ —柱塞副、滑靴副和配流副的油膜间隙; $L_H$ —柱塞的含接长度; $\xi$ —柱塞偏心率; $\rho$ —油液动力黏度; $d_k$ —柱塞内节流孔的孔径; $l_k$ —柱塞内的节流孔长度; $r_1, r_2$ —滑靴封油带的内径和外径; $R_1, R_2$ —内封油带的内径和外半径; $R_3, R_4$ —配流盘外封油带的内径和外径; $P_H$ —泵回油压力。

## 2 AMESim 的仿真建模

### 2.1 斜盘-柱塞-缸体模块的建立

AMESim 是一款基于键合图的液压机械系统建模仿真及动力学分析软件<sup>[11]</sup>。本研究首先利用 AMESim 中的二次开发 Submodel Editor, 对原有的模块 SWASH\_PISTON\_MECH705 基于 C 语言使用锥形运动学公式进行编译, 成功保存后, 在子模型模块选择锥形缸体斜盘式轴向柱塞泵所需要的模型 SWASH\_PISTON\_MECH705\_1。

设置圆柱分度圆半径与圆锥  $R$  相同时, 位移对比图如图 4 所示。

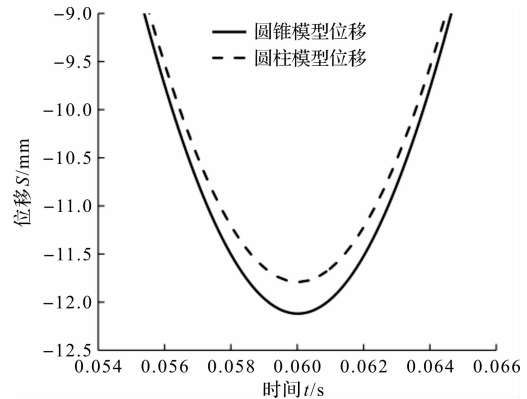


图 4 位移对比图

从图 4 中可以看出:圆锥模型比圆柱模型的位移大,也就是说圆锥模型中柱塞的行程比圆柱模型中柱塞的行程略大<sup>[12]</sup>,这符合实际情况。所以使用圆锥模型比使用圆柱缸体模型更加接近于实际,能够减小仿真误差。

### 2.2 柱塞泵模型的建立

根据前文的理论分析,柱塞泵的柱塞主要是由柱塞容积模型和泄漏模型组成,柱塞模型模拟柱塞在柱塞腔内的运动,泄漏模型模拟柱塞的柱塞副泄漏,添加配流副泄漏和滑靴副泄漏,模拟柱塞在缸体内做往复运动时的泄漏。

根据式(3)可以看出,泄漏流量与柱塞腔腔内压力有着密切的关联,所以对柱塞腔压力变化的研究不能忽略。节流孔由信号开关控制模拟配流盘的配流过程和柱塞泵出口压力的大小。

此外,本文添加原动机、配流盘和油箱等部件的仿真模型<sup>[13,14]</sup>,建立单柱塞模型如图5所示。

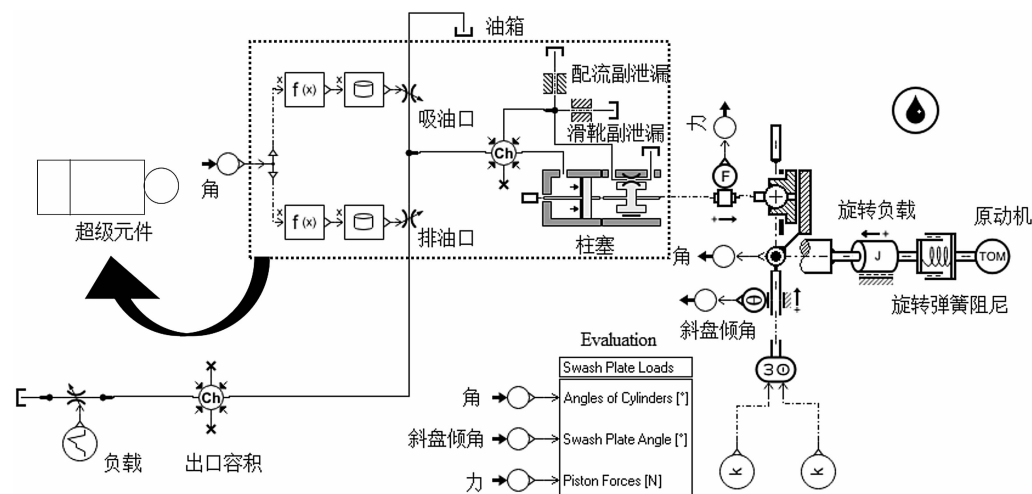


图5 单柱塞模型

图5中,对单柱塞模块进行封装,即对单柱塞模型图中的虚线部分进行封装,封装成箭头左侧的超级元件,这样有利于在整个柱塞泵建模中使用。

在建立单柱塞的基础上,笔者使用单柱塞的超级元件进行连接,构建锥形缸体轴向柱塞泵模型如图6所示。

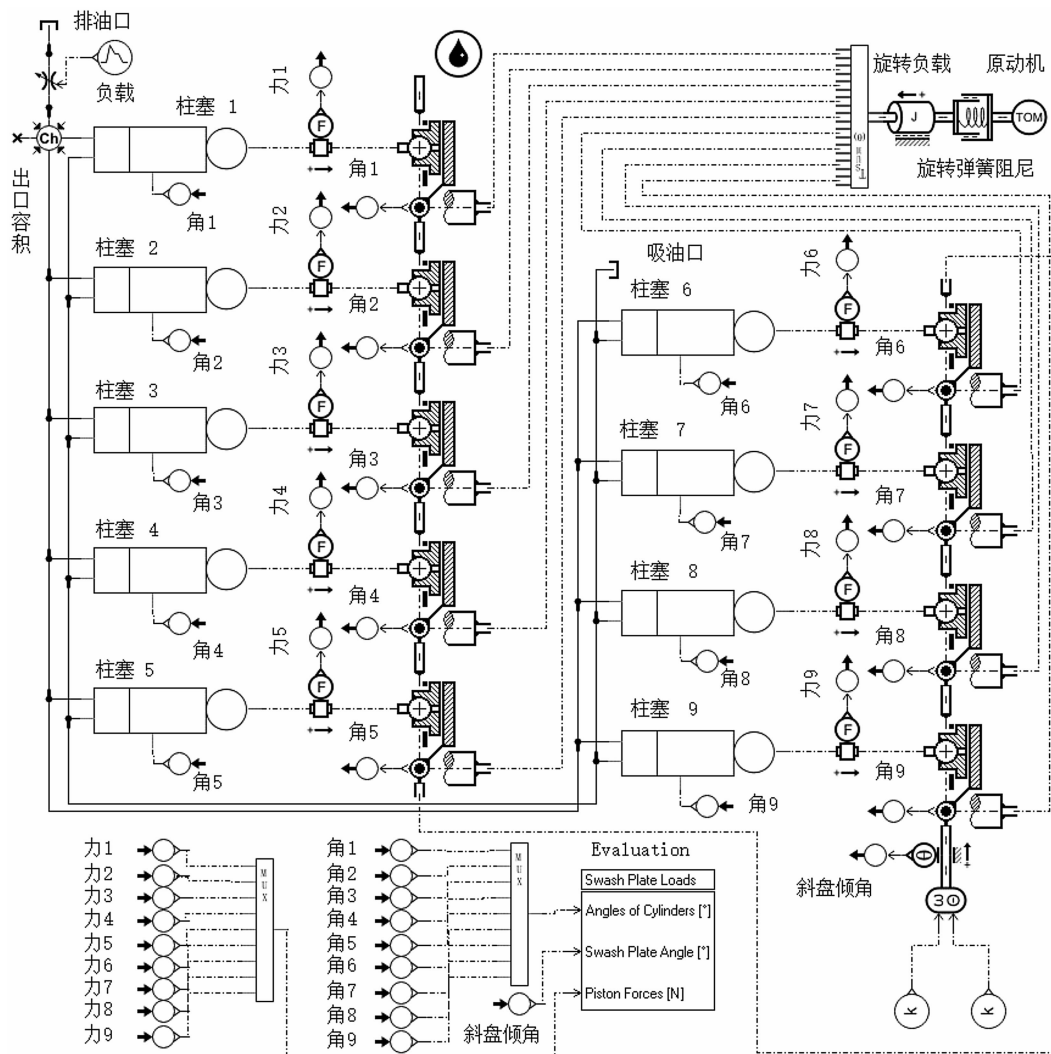


图6 锥形缸体轴向柱塞泵

### 3 实验验证与仿真分析

柱塞泵的仿真参数如表 1 所示。

表 1 柱塞泵的仿真参数

| 仿真参数                                      | 数值        |
|-------------------------------------------|-----------|
| 主轴转速/( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ ) | 1 500     |
| 负载节流孔孔径/mm                                | 6         |
| 柱塞直径/mm                                   | 20        |
| 仿真时间/s                                    | 0.5       |
| 打印间隔/s                                    | $10^{-4}$ |

仿真的正确性影响着仿真结果的分析,所以验证仿真模型的正确性是有必要的。

构建压力-流量特性曲线验证图如图 7 所示。

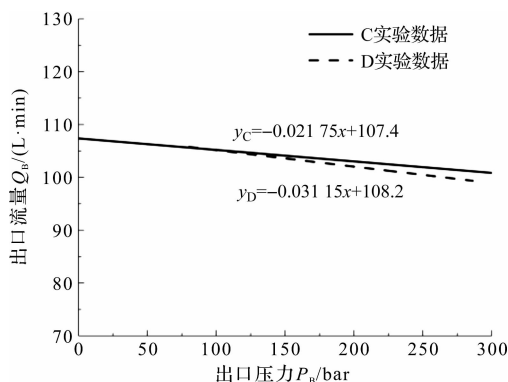


图 7 压力-流量特性曲线验证图

图 7 中,将江苏某公司所提供的实验数据和仿真数据进行拟合并进行对比。通过图 7 对比可以发现,仿真数据比较接近于实验数据,所以仿真的分析是有效的。

#### 3.1 斜盘倾角与腔内压力的关系

设定轴向柱塞泵的转速  $n = 1\,500\text{ r/min}$ ,信号  $k = 0.3$ ,斜盘倾角分别设定为  $-15^\circ$ 、 $-9^\circ$  和  $-3^\circ$ 。

不同斜盘倾斜角度的腔内压力如图 8 所示。

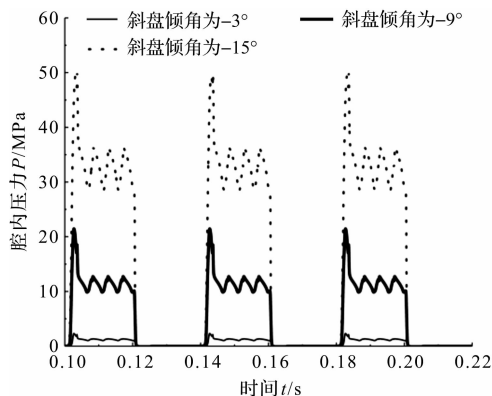


图 8 不同斜盘倾斜角度的腔内压力

不同斜盘倾斜角度的腔内压力值如表 2 所示。

表 2 不同斜盘倾斜角度的腔内压力值

| 斜盘倾角<br>/( $^\circ$ ) | 最大压力<br>/MPa | 最低压力<br>/MPa | 平均压力<br>/MPa | 波动幅值<br>/MPa | 脉动率<br>/(%) |
|-----------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------|
| -3                    | 1.442 6      | 1.112 6      | 1.277 6      | 0.330 1      | 25.83       |
| -9                    | 12.834 0     | 9.961 7      | 11.397 9     | 2.872 3      | 25.20       |
| -15                   | 36.333 1     | 28.681 4     | 32.507 3     | 7.651 7      | 23.54       |

由表 2 可以明显看出:随着斜盘倾斜角度的增大,柱塞腔内的压力会增大,腔内的波动幅值以及腔内压力冲击也在增大;而且从表中可以看出,  $-9^\circ$  和  $-15^\circ$  以及  $-9^\circ$  和  $-3^\circ$  之间最大压力的差值分别约为 23.5 MPa 和 11.4 MPa,相应的最低压力和波动幅值也存在  $-9^\circ$  和  $-15^\circ$  之间的差值,大于在  $-9^\circ$  和  $-3^\circ$  之间的差值。而脉动率随着斜盘倾斜角度的增大而减小,但减小的幅度却在增大。

#### 3.2 油液的弹性模量与柱塞泵腔内压力的关系

在保持油液动力粘度不变的情况下,笔者分别在体积弹性模量为 15 kbar、17 kbar 和 20 kbar 下进行仿真分析,不同体积弹性模量的腔内压力如图 9 所示。

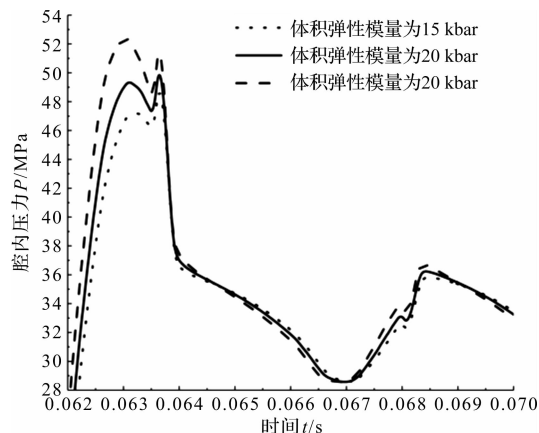


图 9 不同体积弹性模量的腔内压力

油液弹性模量在 15 kbar ~ 20 kbar 范围内,不同体积弹性模量的腔内压力值如表 3 所示。

表 3 不同体积弹性模量的腔内压力值

| 弹性模量<br>/kbar | 最大压力<br>/MPa | 最低压力<br>/MPa | 平均压力<br>/MPa | 波动幅值<br>/MPa | 脉动率<br>/(%) |
|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------|
| 15            | 35.816 0     | 28.564 5     | 32.190 2     | 7.251 4      | 22.53       |
| 16            | 36.035 0     | 28.564 1     | 32.299 6     | 7.470 9      | 23.13       |
| 17            | 36.234 6     | 28.567 3     | 32.400 9     | 7.667 3      | 23.66       |
| 18            | 36.413 6     | 28.573 8     | 32.493 7     | 7.839 8      | 24.13       |
| 19            | 36.577 9     | 28.583 9     | 32.580 9     | 7.994 1      | 24.54       |
| 20            | 36.723 3     | 28.597 3     | 32.660 3     | 8.126 0      | 24.88       |

从图 9 及表 3 可以看出:在仿真中体积弹性模量增大,油液的可压缩性降低,柱塞泵的腔内最大压力也会增大,平均压力和波动幅值也在增大,脉动率也会上升,但脉动率从最初的 0.6% 的增涨幅度变成最后的 0.34%,脉动率的涨幅逐渐减小;

同时在图 9 中可以看出:压力冲击在 15 kbar、17 kbar 和 20 kbar 三者之间,分别以约为 2 MPa 和 3 MPa 的幅度增加。

3.3 油液的动力粘度与柱塞泵腔内压力的关系

在保持弹性模量不变的情况下,本文分别在其油液的动力粘度在 20 cP~80 cP 范围内进行仿真分析,不同油液动力粘度的腔内压力如图 10 所示。

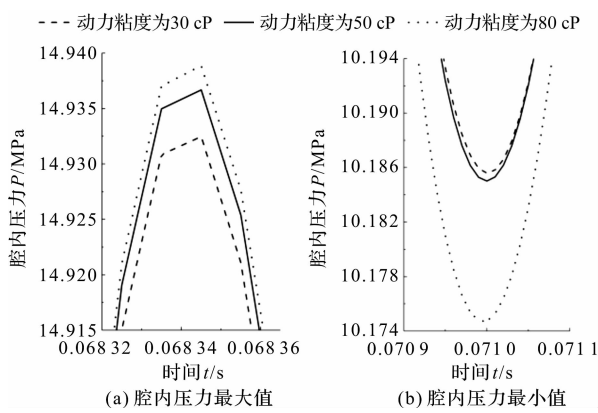


图 10 不同油液动力粘度的腔内压力

油液动力粘度在 20 cP~80 cP 范围内,不同油液动力粘度的腔内压力值如表 4 所示。

表 4 不同油液动力粘度的腔内压力值

| 动力粘度<br>/cP | 最大压力<br>/MPa | 最低压力<br>/MPa | 平均压力<br>/MPa | 波动幅值<br>/MPa | 脉动率<br>/(%) |
|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------|
| 20          | 14.926 6     | 10.183 5     | 12.555 0     | 4.743 2      | 37.78       |
| 30          | 14.932 5     | 10.185 6     | 12.559 0     | 4.746 9      | 37.80       |
| 40          | 14.935 2     | 10.186 0     | 12.560 6     | 4.749 3      | 37.81       |
| 50          | 14.936 7     | 10.185 0     | 12.560 9     | 4.751 7      | 37.83       |
| 60          | 14.937 6     | 10.182 8     | 12.560 2     | 4.754 8      | 37.86       |
| 70          | 14.938 3     | 10.179 4     | 12.558 8     | 4.758 9      | 37.89       |
| 80          | 14.938 9     | 10.174 7     | 12.556 8     | 4.764 1      | 37.94       |

从图 10 及表 4 可以看出:随着油液的动力粘度的增大,柱塞腔内最大压力、波动幅值会增大;

从式(4~6)可以得出:动力粘度与柱塞主要的 3 个泄漏成反比例关系,动力粘度的增大,会造成泄漏的

降低;

再由式(3)可知:泄漏的降低会影响着腔内压力增加;反之,动力粘度的减小,会造成泄漏的增加,泄漏的增加会影响着腔内压力降低;

最低压力先增长后减小,所以造成其平均压力没有明显规律。同时,油液动力粘度的增加也会造成脉动率小幅度地上升,增长幅度在 0.02%~0.05% 范围内。

4 结束语

本研究基于 AMESim 和二次开发 Submodel Editor 搭建了轴向柱塞泵模型,对锥形缸体轴向柱塞泵柱塞进行了仿真,得到了柱塞泵腔内压力随着斜盘变化而变化的特性,以及油液的弹性模量和动力粘度对影响腔内压力的特性规律,并得出以下结论:

(1)锥形缸体建模仿真下,比圆柱缸体的柱塞行程大,建立锥形缸体模型更加接近于实际;柱塞腔内压力和压力冲击随着斜盘倾斜角度的升高而增大,而脉动率减小;

(2)柱塞腔腔内压力与油液的体积弹性模量密切相关,体积弹性模量的增大,会造成腔内压力和脉动率以及压力冲击的增加;

(3)油液的动力粘度也会影响柱塞腔腔内压力,油液动力粘度的增加,会造成腔内最大压力、波动幅度以及脉动率的上升。

在接下来研究中,可以通过试验去获取柱塞泵腔内压力数据,利用试验数据调整优化仿真模型,仿真得到更加真实的腔内压力特性规律。本文对今后的柱塞腔内研究提供了重要的参考价值,并为降低柱塞泵噪声提供了参考依据。

参考文献(References):

[1] EDGE K A, DARLING J. Cylinder pressure transients in oil hydraulic pumps with sliding plate valves[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture**, 1986, 200(1): 45-54.

[2] IVANTYSYNOVA M, LASAAR R. An investigation into micro- and macrogeometric design of piston/cylinder assembly of swash plate machines[J]. **International Journal of Flu-**

- id Power, 2004, 5(1): 23-36.
- [3] 徐 兵, 张军辉, 杨华勇, 等. 轴向柱塞泵孔槽结合配流方式多目标驱动正向设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 279-285.
- [4] 胡 亮. 基于 ADAMS 和 AMESim 的 PCY14-1B 恒压变量柱塞泵联合仿真研究[D]. 兰州: 兰州理工大学机械与运载工程学院, 2016.
- [5] 王克龙, 姜继海, 刘忠迅. 轴向柱塞泵柱塞腔压力及其对柱塞微运动的影响[C]. 第九届全国流体传动与控制学术会议论文集. 杭州: 中国机械工程学会流体传动与控制分会, 2016.
- [6] 王克龙, 姜继海, 汪泽波, 等. 柱塞副微运动轨迹及微倒角对其影响分析[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2019, 47(6): 51-56.
- [7] 李会妨. 电比例斜盘式恒压柱塞泵建模及其特性研究[D]. 太原: 太原理工大学机械与运载工程学院, 2019.
- [8] SHI Z R, PARKER G, GRANSTROM J. Kinematic analysis of a swash-plate controlled variable displacement axial-piston pump with a conical barrel assembly[J]. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME**, 2010, 132(1): 1-8.
- [9] KUMAR S G, ZHAO M M, MONIKA I. Effect of combining precompression grooves, PCFV and DCFV on pump noise generation[J]. **International Journal of Fluid Power**, 2011, 12(3): 53-63.
- [10] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究[D]. 杭州: 浙江大学机械工程学院, 2009.
- [11] 符 海, 刘旭玲, 许宏光, 等. 基于 AMESim 的新型 PDMS 微阀动态特性仿真研究[J]. 机电工程, 2014, 31(9): 1103-1106.
- [12] 薛亚峰, 袁利才. 轴向柱塞泵柱形与锥形缸体的对比分析[J]. 液压气动与密封, 2015, 35(4): 53-55.
- [13] 卿绿军, 陈万强, 李祥阳, 等. 工作参数对斜柱塞轴向柱塞泵流量特性的影响[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(9): 51-55.
- [14] 张应和, 郭 峰, 杨世强. 基于 AMESim 全液压转向系统的建模与分析[J]. 机电工程, 2019, 36(7): 690-694, 716.

[编辑: 杨骏泽]

本文引用格式:

张志伟, 武 兵, 王 君, 等. 锥形缸体斜盘式轴向柱塞泵腔内压力特性研究[J]. 机电工程, 2021, 38(2): 184-190.

ZHANG Zhi-wei, WU Bing, WANG Jun, et al. Pressure characteristics in cavity of swash plate axial piston pump with conical cylinder block[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021, 38(2): 184-190.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>