

滚子柱塞泵的流量脉动与出口压力的数值模拟及实验验证

张晨晨^{1*} 阮健² 李胜²

1. 宁波工程学院机械与汽车工程学院, 宁波, 315211

2. 浙江工业大学机械工程学院, 杭州, 310023

摘要:为研究滚子柱塞泵的流量脉动及出口压力特性,基于泵的运动规律和结构建立了计算流体力学(CFD)数值模拟模型,并通过CFD数值模拟对其内部流场和压力场进行了详细分析。柱塞工作腔内部的压力和流量变化表明该泵不存在结构性流量脉动,但在吸排油腔与配流窗口切换时,由于压力差会发生流量倒灌。理论分析结果表明,在转速为3000 r/min、压力为5 MPa的条件下,流量脉动和压力脉动分别为23.4%和9.8%。最后,通过搭建出口压力测试专用实验台对滚子柱塞泵的出口压力进行了测试,实验数据显示该工况下泵的压力脉动值为11.25%,CFD模拟结果为9.8%。实验结果与CFD数值模拟结果吻合较好,验证了CFD数值模拟的准确性,并为后续减小流量脉动提供了参考。

关键词:滚子柱塞泵;流量脉动;出口压力;计算流体力学;数值模拟

中图分类号:TH137.52

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.02.006

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Numerical Simulation and Experimental Verification of Flow Pulsation and Outlet Pressure of Roller Piston Pump

ZHANG Chenchen¹ RUAN Jian² LI Sheng²

1.College of Mechanical and Automotive Engineering, Ningbo University of Technology, Ningbo, Zhejiang, 315211

2.College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou, 310023

Abstract: In order to study the flow pulsation and outlet pressure characteristics of the roller piston pump, a CFD numerical simulation model was established based on the motion law and structure of the pump, and its internal flow field and pressure field were analyzed in detail through CFD numerical simulation. The results show that the pressure and flow changes inside the plunger working chamber indicate that there is no structural flow pulsation in the pump, but when the suction and discharge chambers and the distribution window were switched, flow backflow occurs due to the pressure difference. Theoretical analysis show that under the conditions of 3000 r/min and 5 MPa, the flow pulsation and pressure pulsation are as 23.4% and 9.8% respectively. Finally, the outlet pressure of the roller piston pump was tested by building a special test bench for outlet pressure testing. Experimental data show that the pressure pulsation value of the pump under this working condition is as 11.25%, and the CFD simulation result is as 9.8%. The experimental results were consistent with the CFD numerical simulation results, which verified the accuracy of the CFD numerical simulation and provided guidance for the subsequent reduction of pulsation.

Key words: roller piston pump; flow pulsation; outlet pressure; computational fluid dynamics (CFD); numerical simulation

0 引言

航空液压泵是飞机液压系统的核心元件,其作用是将机械能转化为液压能,为飞机执行器提供动力,以实现飞机姿态的调整、起落架的收放和

制动。其中,轴向柱塞泵作为液压泵的典型代表,具有结构紧凑、高压、高速、大流量等特点,深度契合了机载液压动力源对高功率密度和高功重比(功率质量比)的要求,因而在飞机液压系统中得到了广泛应用^[1-3]。

航空用飞机液压系统对可靠性要求很高,要求其柱塞泵产生的流量与压力脉动尽可能小。航空柱塞泵对压力脉动幅值的一般要求在±5%左

收稿日期:2024-07-26

基金项目:国家重点研发计划(2019YFB2005202);浙江省自然科学基金(LQN26E050027)

右,波音 A380 所用的柱塞泵压力脉动已经低至 $\pm 1\%$ 左右。航空柱塞泵的流量脉动基本上来源于两个方面:结构性流量脉动和动态流量脉动^[4]。前者是由于柱塞泵本身的结构所限(柱塞数量有限),单个柱塞的流量不可避免地存在周期性变化,导致叠加后得到的整个柱塞泵流量也存在周期性变化;后者是由于单个柱塞腔在吸排油切换时,工作腔压力与配流窗口压力存在压差引起流量倒灌,从而激发高频流量脉动,导致其出口流量产生压力脉动。另外,流量脉动与液压系统中负载的相互作用会引起液压管路和液压阀的振动,进而带动周围空气振动而产生噪声^[5-6]。

为了减少柱塞泵的振动噪声,确保其在航空液压系统中的可靠性,国内外学者对柱塞泵的流量脉动及压力脉动进行了研究^[7]。德国亚琛工业大学 IFAS 研究所利用仿真流体软件 DSHplus 对柱塞泵内部压力及流场分布和变化进行了详细分析,并通过 ADAMS 联合仿真研究了流体压缩性和交替运动所产生的脉动^[8-9]。EDGE 等^[10-11]对柱塞泵腔内的瞬时压力进行实验研究,对柱塞泵流量脉动的测量原理与方法进行了进一步研究,并提出“二次源”的实验测量方法,实现了液压泵流量脉动的实验测量。高转速工况下,柱塞泵配流盘的吸油腰形槽易出现局部低压,即会发生空化,原本溶解在油液中的气体析出,会导致油液弹性模量减小,柱塞腔油液在预压缩行程中压缩不足,导致柱塞腔排油时出现流量倒灌,加大脉动幅值^[12]。流量倒灌是引起流量脉动的主要原因^[13-14]。为了减小流量倒灌,学者们进行了大量研究。首先,考虑预升压角和预降压角^[11]。柱塞工作腔的压力在吸排油切换间会发生突变,在配流盘的吸-排油配流槽间设计预升压与排-吸油配流槽预降压区域,可以有效地预防压力突变。KIM 等^[15]对具有预升压角和无预升压角两种结构的配流盘进行比较,探讨了这两种结构对柱塞泵出口压力脉动和噪声声压的影响,结果表明采用预升压角的配流盘结构对减小出口压力的脉动具有明显的作用。MANDAL 等^[16]进一步对轴向柱塞泵的流量脉动机理进行分析,提出了预升、降压角的优化改进方案。其次,还可以通过在配流机构中引入阻尼槽来减小柱塞工作腔与配流盘配流槽沟通时的压力冲击,从而减小流量倒灌。PETTERSSON^[17]的研究表明,在加开阻尼槽的情况下,轴向柱塞泵在配流盘过渡区出口的流量脉动和振动明显减小。EDGE 等^[11]发现三

角形截面的阻尼槽能够有效减小柱塞腔压力的过渡波动。另外,MANRING 等^[18]发现,通过线性增加配流机构的过流面积也能产生同样的作用。再次,采用预升压容腔结构是另一种有效的降噪方法。PETTERSSON 等^[17]提出了预升压容腔设计方案,可有效减小流量脉动。此外,还可利用单向阀结构和主动控制等手段来削弱轴向柱塞泵的噪声激振源,从而减小流量倒灌或压力冲击。

传统轴向柱塞泵由于其滑动摩擦副 PV 值(压应力与线速度的乘积)的“天花板效应”,使得提高转速成为提高液压泵功率密度的切实突破口。国内外研究指出轴向柱塞泵固有的滑动摩擦副是制约其转速和功率密度进一步提高的主要瓶颈。为了突破滑动摩擦副对转速与功率密度的制约,文献[19-23]在原有二维活塞泵的设计理论基础提出一种采用滚动支承的滚子柱塞泵的新型结构,该泵与传统的航空用柱塞泵相比具有易于高速化、适应频繁正反转及带载启动、无结构性流量脉动与往复惯性力平衡等优点。

新型滚子柱塞泵也属于容积式泵,同样存在流量脉动等问题,已知高转速下液压泵的流量脉动与压力脉动愈发明显,对泵的可靠性与寿命产生严重威胁,因此,对新型滚子柱塞泵的流量脉动及出口压力特性开展研究具有重要的理论意义和工程实用背景^[24]。本文首次建立新型滚子柱塞泵在运行过程中内部流场和压力场分布的精细计算流体动力学(computational fluid dynamics CFD)数值模拟模型,对其内部流场和压力场进行了详细分析,得到流量脉动与压力脉动的主要来源,并利用实验验证该模拟的准确性。

1 滚子柱塞泵的结构与工作原理

滚子柱塞泵的结构包括壳体与泵芯组件,沿着轴心线,壳体上开有吸油口与排油口,泵芯组件包括缸体、柱塞、配流轴和凸轮导轨,如图 1 所示。滚子柱塞泵的壳体呈圆筒状,其外壁设有两个通油口,分别为低压吸油口和高压排油口,泵壳内壁设有两个环形槽,左侧蓝色填充显示为低压环形槽,右侧红色填充显示为高压环形槽。低压吸油口沟通低压环形槽,高压排油口沟通高压环形槽。缸体呈圆筒状,包括左缸体与右缸体,两缸体分别设置在柱塞组件的左右两侧,结构一致,相向安装。左侧缸体外壁上开有 6 个圆形低压通道,同理,右缸体上开有 6 个圆形高压通道。配流轴

呈圆柱状,其内部开有4个周向均布的通孔配流通道;在配流轴的外侧壁上开有8个矩形配流窗口,配流窗口与配流轴内部的配流通道相沟通以实现配流功能;配流轴左边的2个大窗口为进油配流窗口,与右边的2个小窗口沟通;左边的2个小窗口为高压配流窗口,与右边的2个大窗口沟通。其中导轨的一面为平面端,另一面设有空间凸轮曲面,空间凸轮曲面由等加速等减速运动规

律曲线设计而成,凸轮曲面上设计有2个波谷与2个波峰。在导轨的平面端开有斜面槽用于安装楔形补偿块,在高压油和离心力的共同作用下,4个楔形补偿块被压紧于左右导轨的平面端和斜面槽,从而消除导轨与滚轮之间的间隙。围绕凸轮导轨安装有8个周向均布的柱塞,其左右对称,柱塞、缸体与堵头形成密闭容腔,柱塞轴向往复移动带动密闭容腔实现吸排油功能。

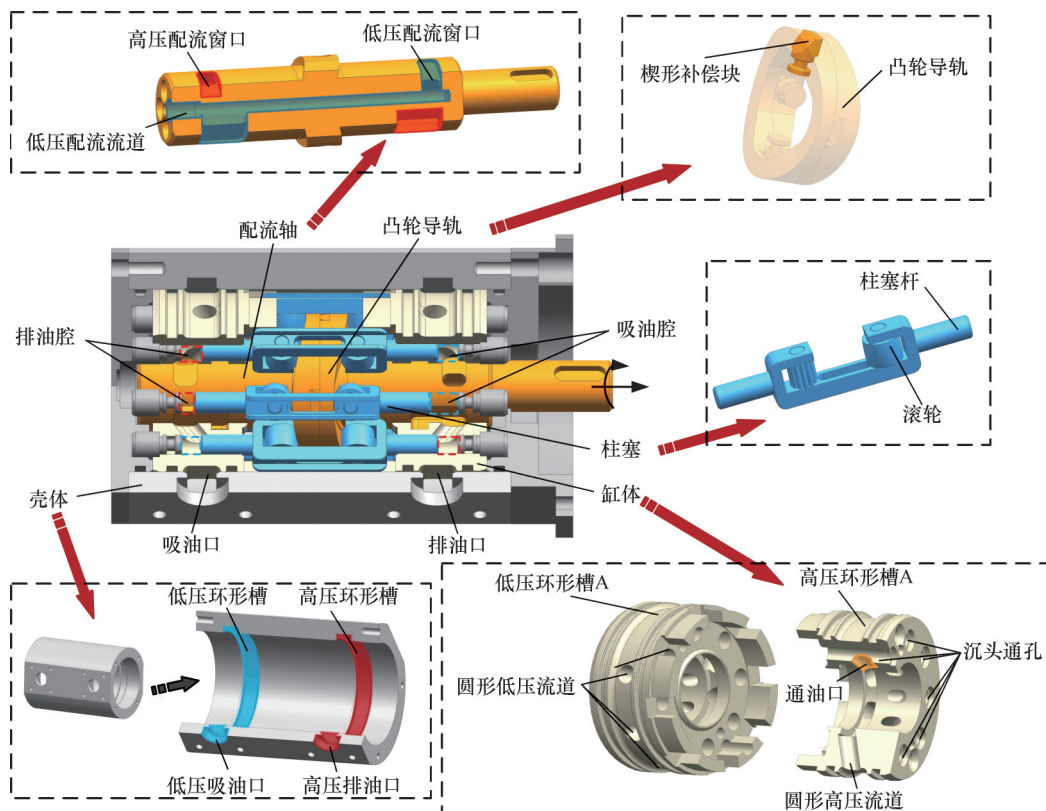


图1 滚子柱塞泵结构示意图

Fig.1 Structure schematic diagram of the roller piston pump

在工作过程中,电机带动配流轴转动,柱塞在缸体与凸轮导轨的约束下产生轴向往复直线运动,进而使柱塞、缸体和堵头的密闭容腔的容积发生周期性变化,实现吸排油功能。相邻两柱塞之间安装相位相差45°,两柱塞之间的吸排油规律与运动规律也相差45°。标记柱塞A作为0相位柱塞,如图2所示,在配流轴从0°旋转至45°,柱塞A等加速向左轴向直动;配流轴从45°旋转至90°,柱塞A等减速继续向左轴向直动。当配流轴旋转至90°时,柱塞A向左达到最大位移,配流轴从90°旋转至135°,柱塞A开始等加速向右轴向直动;当配流轴从135°旋转至180°时,柱塞A等减速向右轴向直动,当配流轴旋转至180°时,柱塞A回到最开始的位置状态。此过程中柱塞A的运动规律如图3所示,位移、速度和加速度分别为

$$h = \begin{cases} \frac{1}{2} at^2 & t \in (0, \frac{15}{2n}] \\ \frac{225a}{4n^2} - \frac{1}{2} a(\frac{15}{n} - t)^2 & t \in (\frac{15}{2n}, \frac{15}{n}] \\ \frac{225a}{4n^2} - \frac{1}{2} a(t - \frac{15}{n})^2 & t \in (\frac{15}{n}, \frac{45}{2n}] \\ \frac{1}{2} a(t - \frac{30}{n})^2 & t \in (\frac{45}{2n}, \frac{30}{n}] \end{cases} \quad (1)$$

$$v = \begin{cases} at & t \in (0, \frac{15}{2n}] \\ a(\frac{15}{n} - t) & t \in (\frac{15}{2n}, \frac{15}{n}] \\ a(t - \frac{30}{n}) & t \in (\frac{45}{2n}, \frac{30}{n}] \end{cases} \quad (2)$$

$$a = (\frac{2n}{15})^2 h \quad (3)$$

式中: h 为柱塞A的位移; v 为柱塞A的轴向运动速度; a 为柱塞A轴向运动的加速度。

在从0°旋转至180°的过程中,单个柱塞进行2

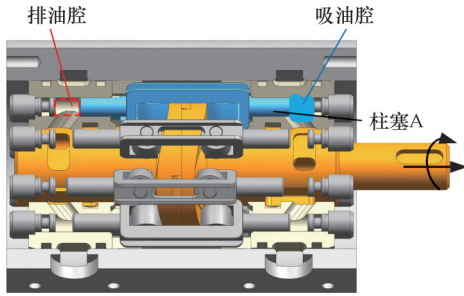


图2 柱塞A

Fig.2 Piston A

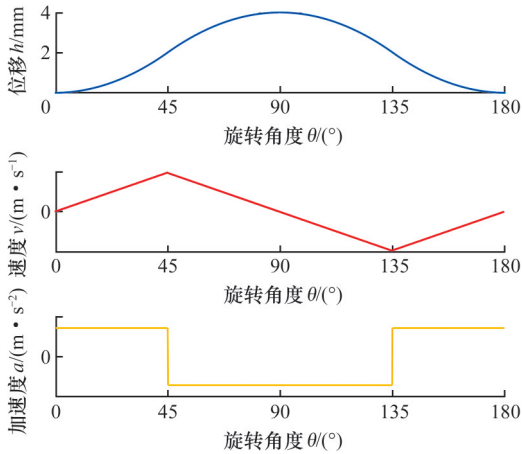


图3 柱塞A的运动规律

Fig.3 Movement law of piston A

次吸排油。因此,配流轴旋转一周 360° 的过程中,单个柱塞完成4次吸排油,整个滚子柱塞泵完成32次吸排油工作。

根据滚子柱塞泵凸轮导轨的设计规律,柱塞的运动特性如图3所示,因此,每个柱塞输出的瞬时流量波形也为三角波,如图4所示。以柱塞A与柱塞B为例,两者错位 45° 安装,可以看到柱塞A与柱塞B的输出流量曲线相位也相差 45° 。由于单个柱塞的流量变化周期为 90° ,将柱塞A与柱塞B在同一转动角度下的流量曲线叠加,可以得到一条直线。滚子柱塞泵周向均布8个柱塞,安装角度相差 180° 的柱塞运动规律完全一致,因此,整个泵的瞬时流量曲线在叠加了8个柱塞后呈现为一条直线,如图4所示,从而消除了结构性流量脉动。

2 CFD数值模拟模型

采用CFD软件FLUENT进行数值仿真是流体研究的重要手段之一。由于流量脉动与出口压力的解析研究与实验研究难度较大,且两者无法详细描述柱塞泵内部的流动变化规律及其流动特性,故CFD数值模拟在此方面具有显著优势。CFD模拟可以帮助研究流体在不同条件下的行

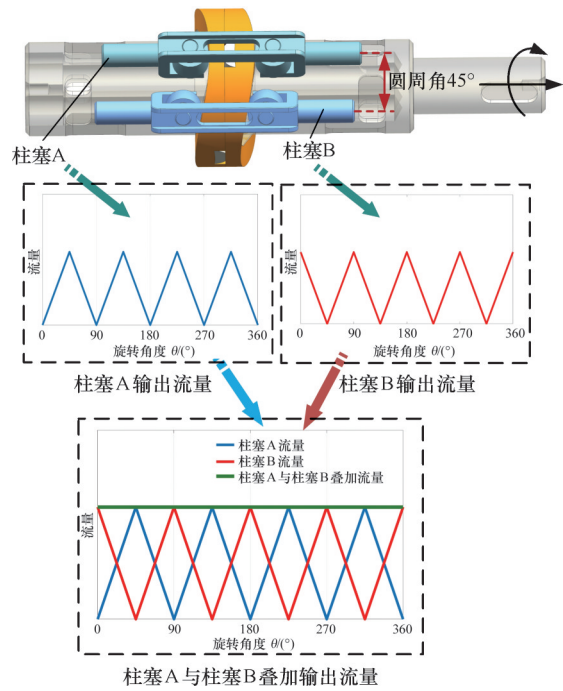


图4 柱塞A与柱塞B的输出流量

Fig.4 Output flow of piston A and piston B

为,包括流动速度、压力分布和温度变化等,对理解复杂流体现象至关重要。此外,使用CFD模拟可以减少物理实验的次数和成本。通过在计算机上进行模拟,许多实验得以高效完成,避免了制造昂贵原型和进行复杂实地测试的需求。

基于CFD数值模拟,本节对滚子柱塞泵的出口流量与压力特性进行分析。滚子柱塞泵的CFD数值模拟主要分为四个部分:流体区域的几何建模、网格模型的生成、数值方法的选择以及边界条件的设置。

图5所示为从滚子柱塞泵的机械结构中提取的流体区域。该流体区域分为五个部分,依次为:入口区域、出口区域、左泵单元、右泵单元和配流通道。低压油液进入进油口后,通过低压流道进入左泵单元腔内,剩余的油液通过配流通道进入右泵单元腔内。左泵单元的高压油液则通过配流通道进入高压流道然后排出,右泵单元的高压油液则直接进入高压流道后从出油口排出。数值模

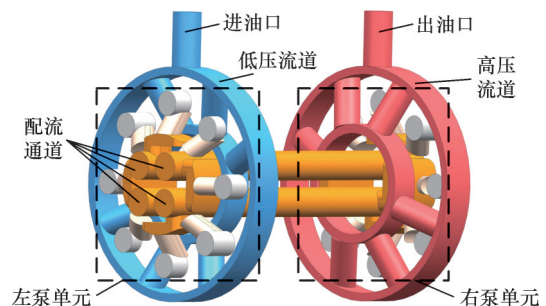


图5 滚子柱塞泵的仿真模型

Fig.5 Simulation model of roller piston pump

拟模型包括滚子柱塞泵的柱塞腔、配流窗口、配流通道以及进油出口。该模型的结构参数与实际泵的结构参数完全相同,以便与后续的实验结果进行对比。

在泵运行期间,柱塞腔的几何形状会随着时间的推移而不断变化,因此,需要采用动态网格进行模拟。滚子柱塞泵包含两种不同的运动方式:一种是配流轴绕中心轴线旋转;另一种为柱塞在凸轮导轨的约束下进行轴向往复运动。为准确模拟这两种不同形式的运动,需要分别采用滑移网格技术和动网格技术,以保证计算精度。配流轴的旋转运动采用滑移网格技术定义,而柱塞腔的膨胀与压缩则使用动网格技术定义。此外还借助了用户自定义函数(user defined function, UDF)来编写每个柱塞腔的运动规律,以控制各柱塞的吸油和排油运动。以上手段的综合应用能够更准确地模拟滚子柱塞泵的运行过程,全面考虑不同类型的运动,确保模拟结果的准确性。

根据流体域的几何模型,滚子柱塞泵流体域的网格模型也分为五个部分:油液入口、出口区域,配流通道、左泵单元与右泵单元,其尺寸与几何模型一致。图6a所示为入口与出口区域的网格模型,入口区域包括进油口、低压流道、6个低压通油孔以及环形流道A,其中出口区域包括出油口、高压流道、6个高压通油孔以及环形流道B。图6b所示为配流结构的网格模型,流道的左右两侧分别设有四个高、低压配流窗口。图6c和图6d所示分别为左右泵单元的网格模型,其中左泵单元由8个柱塞腔和与其对应的油孔组成,右泵单元相同,而A1与A2分别是柱塞A的左右两腔,其余7组同理。根据滚子柱塞泵的工作原理,在配流通道旋转的同时柱塞腔发生膨胀与收缩运动。

由于本文未考虑吸油不足对流量脉动的影响,故在数值模拟和实验中都需要增加入口压力来保证充足的吸油。入口流体区的入口选为压力入口,在油液流经的每个重叠接触面都需要建立Interface(Interface是指两个或多个不同的区域之间的接触面或交界面,通常用于描述流体仿真中不同区域之间的边界条件和相互作用),出口流体区的设置与入口区类似。此外,设置压力出口会使出油口的压力稳定在设定压力,无法准确模拟压力脉动,由此出油口的边界条件不能设置为压力出口。为准确模拟出口压力脉动,需要在出口处增加一小段出口管道,如图7所示,将出口管道与节流阀相连接,通过改变节流阀的节流面积来

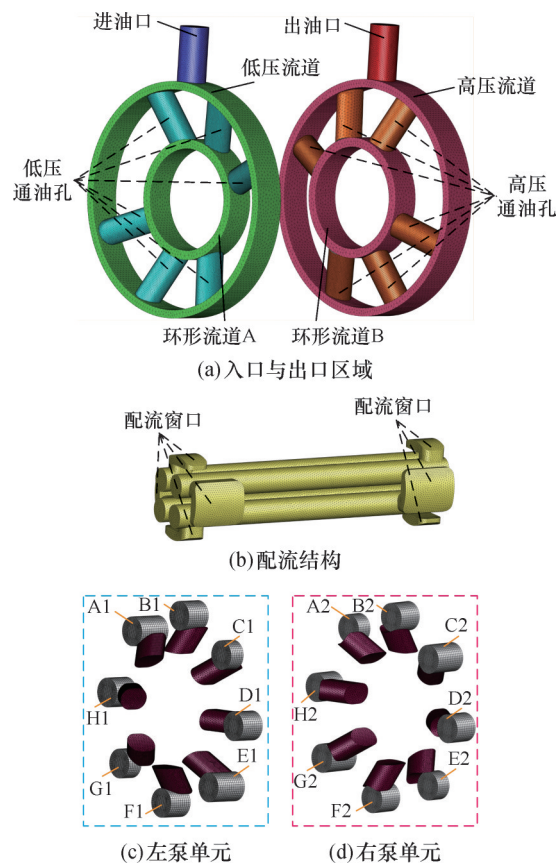


图6 滚子柱塞泵流体域的网格模型

Fig.6 Mesh model of the roller piston pump fluid domain

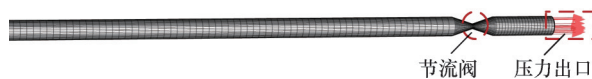


图7 出油管道网格设置

Fig.7 Grid settings for oil pipelines

调节泵的负载压力。

本文采用滑移网格来模拟配流通道的旋转运动,采用动网格来模拟柱塞腔的膨胀与收缩。为了模拟流体形状随时间变化的情景,采用了动网格模型,其中边界的运动方式由事先编写的UDF程序确定。根据柱塞的实际运动情况,预先定义了柱塞腔内的流体方程。为了确保计算的稳定性和精度,使用结构化六面体网格,它结合了moving与deforming技术,根据网格的分割和形变情况进行相应的调整。这种方法有助于准确模拟柱塞腔内流体的复杂行为,并为后续研究提供可靠基础。以柱塞腔A1与A2为例来描述边界设置,如图8所示:A1的右面被选为Movewall,根据设定的动网格程序进行移动;侧面被选为Interface,与其对应的油孔进行交互。其中A2的设置与A1一致,通过Movewall进行轴向移动,通过Interface沟通油液。

图9所示为滚子柱塞泵的整体网格模型,图

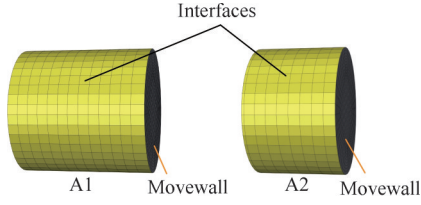


图8 柱塞腔单元网格边界设置

Fig.8 Piston cavity unit mesh boundary settings

中高亮显示的部分代表不同区域之间的接口(interfaces)。

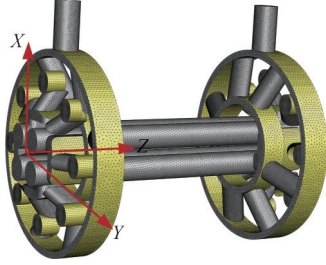


图9 滚子柱塞泵的整体网格模型

Fig.9 Overall mesh model of roller piston pump

流体流动受到物理守恒定律的支配,其中质量、动量和能量三大守恒定律起着至关重要的作用。在CFD数值模拟中,采用这些守恒定律是一种常见的选择。这些守恒定律可以用以下方程来描述:

1)连续性方程。连续性方程又称为质量守恒方程,任何流体的流动都遵循质量守恒定律,它可以描述如下:单位质量内流体微元质量的增加量与该单位时间内流入同一微元体的净质量相等,即

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

式中: ρ 为流体密度; u 为 x 方向上的流体速度; v 为 y 方向上的流体速度; w 为 z 方向上的流体速度。

2)纳维-斯托克斯方程(N-S方程)。N-S方程又称为动量守恒方程,它可以描述如下:任何流体微元的动量随时间的变化率与外界作用在流体微元上的外力之和是相等的,即

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho uu) + \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho vu) + \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho wu) + \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: p 为流体微元上的压力; τ_{xx} 、 τ_{xy} 、 τ_{xz} 为由流体分子的黏性而产生的黏性剪切应力在微元体表面的分量; F_x 、 F_y 、 F_z 分别为微元流体上的体积力。

3)能量守恒方程。任何流体流动都遵循能量守恒定律,它可以描述为:微元流体能量的增加率与进入微元体的净热流量、体积力对微元体所做

的功以及表面力(压力和黏性力)对流体微元所做的功三者之和相等,即

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} &= \\ \frac{\partial}{\partial x} (\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial z}) + \phi & \\ \phi = \mu [2(\frac{\partial u}{\partial x})^2 + 2(\frac{\partial v}{\partial y})^2 + 2(\frac{\partial w}{\partial z})^2 + & \\ (\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})^2 + (\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y})^2 + (\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x})^2] - & \\ \frac{2}{3} (\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z})^2 & \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: λ_1 为热导率; ϕ 为黏性耗散函数; T 为摩擦副温升; μ 为流体黏度。

传统柱塞泵在讨论其出口流量与压力特性时假设油液不可压缩,即油液密度为恒定。当流场模拟采用不可压缩流体时,流体压力变化的传播速度为无穷大,导致出口压力无法精确计算,事实上出口压力的传播速度是声速。由于回流、腔内压力超调和压力脉动等现象与油的压缩性密切相关,故滚子柱塞泵的数值模拟必须考虑油的压缩性。流体的可压缩性可以定义为

$$K = -\partial p \frac{V}{\partial V} = \partial p \frac{\rho}{\partial \rho} = \rho \frac{p - p_0}{\rho - \rho_0} \quad (7)$$

式中: K 为纯油液体积弹性模量; p_0 为泵环境压力; ρ_0 为环境压力下对应的密度; V 为密闭容腔体积。

通过压力和弹性模型 K 可以修正可压缩流体的密度,从而得到可压缩流体密度与压力的关系式:

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \frac{p - p_0}{K}} \quad (8)$$

此外,可压缩性与声音传播以及物体在可压缩流体介质中的绕流机制密切相关。当物体在可压缩流体中移动时,流体为了适应物体的存在,其压力和密度发生变化。绕流机制导致物体周围的压力场发生变化,此压力场通常被称为绕流区域。绕流区域的大小和性质取决于物体的形状、速度以及流体的可压缩性。其中,声波在介质中的传播速度 c_0 可以表示为

$$c_0 = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{K - (p - p_0)}{\rho_0}} \quad (9)$$

这些守恒定律作为描述流体流动的基本框架,其数值求解对模拟各种流体流动非常重要。在CFD中,基于这些方程,通过数值方法离散化和求解以模拟和分析复杂的流体动力学问题。

在描述流体流动状态时,选择RNG $k-\epsilon$ 模型作为湍流模型来模拟流动现象。该模型在壁面边界层、自然对流和轴对称流动等情况下都表现出

色^[25],具有广泛的适用性,能够有效地节省计算资源,具备简单的数学方程和可调整的参数,且能够产生稳定而合理的模拟结果^[26]。

利用Fluent 2021R1软件进行模拟计算,定义压力介质参数、边界条件、计算求解器和计算流体域。具体参数见表1。

表1 仿真参数

Tab.1 Simulation parameters

设置	参数名	类型	数值
物理性质	油液	密度/(kg·m ⁻³)	840
		动力黏度/(kg·m ⁻³ ·s ⁻¹)	0.011
		弹性模量/Pa	10 ⁹
边界条件	压力进口	Pressure-inlet/MPa	0.4
	压力出口	Pressure-outlet/MPa	5
计算模型	湍流模型	RNG <i>k-ε</i> 模型	

由于滚子柱塞泵为闭式泵,在泵的入口将进口压力设置为4×10⁵ Pa。模型中的出口边界定义为压力出口,根据实验测试条件设定不同的负载压力进行数值模拟计算,在模拟中通过改变节流阀口面积来调节负载压力,节流阀开口面积的调节规律可以表示为

$$A_j = \frac{q_v}{C_d \sqrt{2p_{load} \rho}} \quad (10)$$

式中: q_v 为出口流量; C_d 为流量系数; p_{load} 为负载压力; ρ 为油液密度。

在动网格的设置中,其旋转方向和边界运动规律需要一一对应。如图10所示,滚子柱塞泵包括16个工作腔,其中8个为左腔,8个为右腔,以柱塞A为例,包括左腔A1与右腔A2。

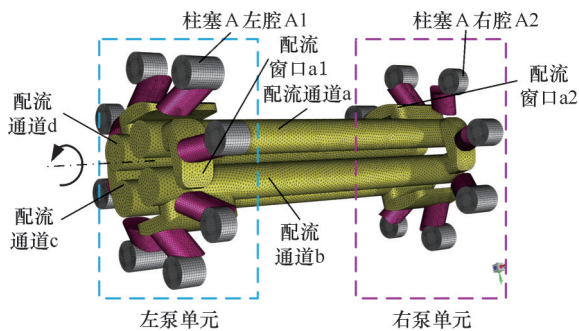


图10 两泵单元边界条件设置

Fig.10 Boundary condition settings for two pump units

工作腔的容积变化基于柱塞的运动规律,则左腔A1与右腔A2边界的运动速度可以表示为

$$v_{A_1} = -v_{A_2} = \begin{cases} (\frac{2n}{15})^2 h \cdot t & t \in (0, \frac{15}{2n}] \\ (\frac{2n}{15})^2 h \cdot (\frac{15}{n} - t) & t \in (\frac{15}{2n}, \frac{45}{2n}] \\ (\frac{2n}{15})^2 h \cdot (t - \frac{30}{n}) & t \in (\frac{45}{2n}, \frac{30}{n}] \end{cases} \quad (11)$$

式中: n 为转速。

工作介质为航空液压油,在1.01×10⁵ Pa的环境压力下,给定油液的运动黏度为13.84×10⁻⁶ m²/s,弹性模量为1 GPa,密度为840 kg/m³,体积力 Z 设为-9.8 m/s²。

3 CFD结果分析

图11为转速3000 r/min、5 MPa条件下,滚子柱塞泵旋转不同角度得到的配流轴与柱塞腔的速度矢量图。以柱塞A与柱塞B为例,图11a所示为滚子柱塞泵旋转至36°时各个柱塞腔和配流轴配流通道的速度矢量,此时柱塞A和柱塞B的左腔处于排油状态,而右腔正在吸油,可以看到右腔的油液流向都指向腔内。当旋转至90°时,如图11b所示,柱塞A左腔结束排油,右腔结束吸油,柱塞A左右两腔均无油液流向指向,而柱塞B左腔仍在排油,左腔流线指向腔外;右腔仍在持续吸

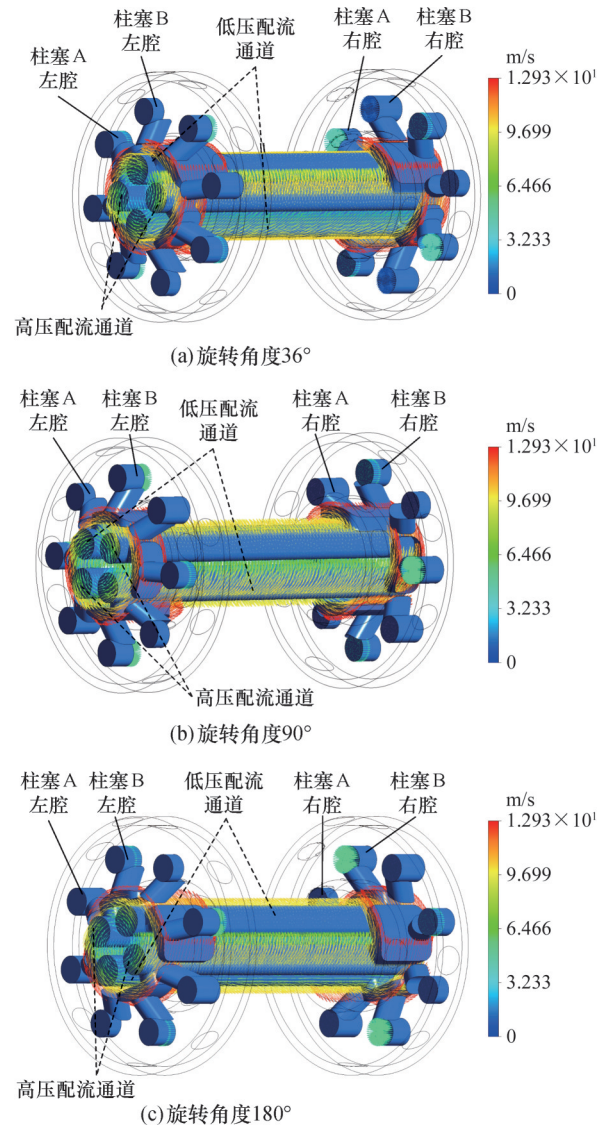


图11 滚子柱塞泵旋转不同角度下的速度矢量图

Fig.11 Speed vector diagram of roller piston pump at different rotation angles

油,右腔指向腔内。当滚子柱塞泵旋转至180°时,如图14c所示,柱塞A左腔结束吸油,右腔结束排油,柱塞A左右两腔均无油液流线指向,而柱塞B左腔仍在吸油,左腔流线指向腔内;右腔仍在持续排油,右腔指向腔外。

根据上述分析,以柱塞A左腔为例,详细分析滚子柱塞泵旋转过程中其压力与流量的变化规律。图12所示为3000 r/min、5 MPa条件下柱塞A左工作腔的压力变化,可以看到,滚子柱塞泵从0°旋转至180°,柱塞A左腔从最大容积状态开始排油,随后转为吸油。此过程中,柱塞A工作腔的压力发生四次突变:首先是位置①,此处由于吸排油窗口负开口的设计,柱塞A左腔已不再与配流窗口沟通,但柱塞腔仍在不断扩大,导致压力减小;其次是位置②,柱塞A左腔排油结束,即将开始吸油,此刻,柱塞A左腔与配流窗口完全不沟通,然而柱塞A持续向左轴向转动,其左腔的容积持续减小,导致腔内压力增大;然后是位置③,发生在旋转45°处,此时柱塞A的运动速度从匀加速切换到匀减速,此时,柱塞A开始匀减速推动油液,油液由于惯性继续加速,导致油液压力轻微减小;最后是位置④,当泵旋转135°时,柱塞A的运动速度从匀加速切换到匀减速,此刻,柱塞A开始匀减速吸入油液,油液由于惯性继续加速吸入,导致油液压力轻微增大。

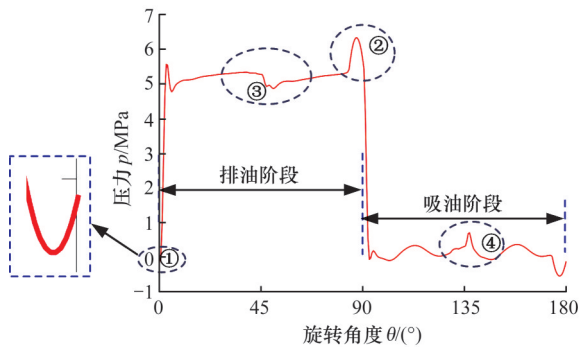


图12 柱塞A左腔的压力变化

Fig.12 Pressure changes in the left chamber of piston A

图13所示为柱塞A左腔3000 r/min、5 MPa条件下的流量曲线。可以看到,图中流量存在两次突变,分别为位置①与位置②。图中的位置①是柱塞A左腔从吸油转变为排油的瞬间,左腔即将与高压排油窗口沟通。此时腔内压力如图12的位置①所示,小于配流窗口的压力。沟通的瞬间腔外的压力逆向流入腔内,导致流量倒灌。图13的位置②是柱塞A左腔由排油切换为吸油的瞬间。此刻腔内压力如图12的位置②所示,腔内的压力过大,引起吸空现象。

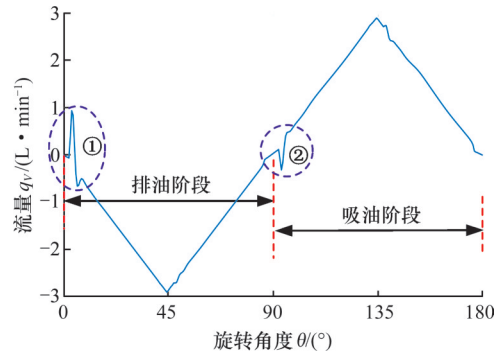


图13 柱塞A左腔的流量变化

Fig.13 Flow changes in the left chamber of piston A

基于安装相位相差180°的柱塞运动规律完全一致,以及安装相位相差90°的柱塞运动规律相反,为了更清晰地呈现各个柱塞叠加后的压力与流量变化,选取安装相位相差45°的柱塞A与柱塞B进行分析,研究其各个工作腔的压力与流量变化。图14所示为柱塞A和B的左、右工作腔压力以及泵出口压力在一个周期180°内的变化曲线。柱塞A左腔先排油,旋转90°转化为吸油;其右腔与其相反,先进行吸油再排油。柱塞B左腔,从0°旋转至45°的过程中,左腔持续排油;从45°旋转至135°的过程中,左腔处于吸油状态;从135°旋转至180°的过程中,左腔处于排油状态。柱塞B右腔的变化规律与左腔相反。图14中的红色曲线表示各个柱塞叠加后的出口压力变化,即滚子柱塞泵的压力变化,可以看到,滚子柱塞泵的基本上平稳,无较大波动,然而每旋转45°,泵的出口压力产生一次脉动。

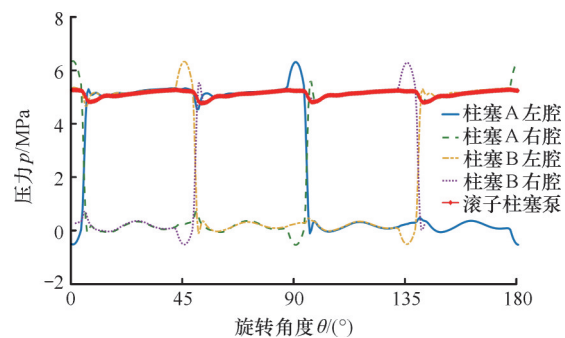


图14 柱塞A、B的工作腔及整泵的压力变化

Fig.14 Pressure changes in the working chambers of pistons A and B and the pump

图15为滚子柱塞泵在不同旋转角度下的压力分布云图。以柱塞A和柱塞B为例,图15a为滚子柱塞泵旋转至36°时各个柱塞腔和配流轴配流通道的压力分布云图。此时,柱塞A和柱塞B的左腔处于排油状态,而右腔正在吸油。各个柱塞腔的压力均匀连贯,排油腔和高压配流通道中的油液压力为负载压力,吸油腔和低压配流通道

中的压力为吸入油液的压力。如图15b所示,在旋转至90°时,柱塞A左腔压力大于负载压力,其右腔压力小于吸入油液的压力,与图12中的压力脉动位置相对应,此时吸排油切换导致柱塞A左腔的压力增大,右腔的压力减小,产生压力脉动;相应地,当泵旋转至180°时,柱塞A的左腔压力瞬时减小,右腔压力瞬时增大,这与图14中的变化一致。

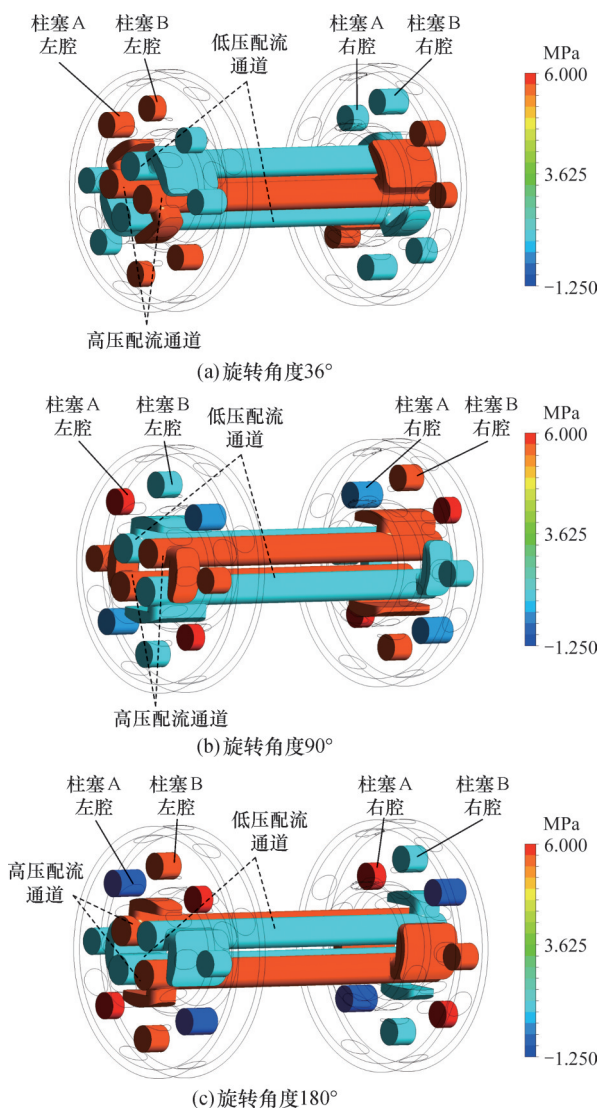


图15 滚子柱塞泵旋转不同角度下的压力分布云图
Fig.15 Pressure distribution of roller piston pump at different rotation angles

图16所示为柱塞A和B的左、右工作腔排出流量以及两柱塞叠加后的流量在一个周期180°内的变化曲线。柱塞A左腔先排油,旋转90°转化为吸油;其右腔与其相反,先进行吸油再排油。柱塞B左腔,从0°旋转至45°的过程中,左腔持续排油;从45°旋转至135°的过程中,左腔吸油;从135°旋转至180°的过程中,左腔排油。柱塞B右腔的变化规律与左腔相反。柱塞A与柱塞B各个工作腔

的流量在吸油转化为排油的瞬间都会产生流量倒灌,对比图14中各个腔室的压力变化可以看到,在吸油转化为排油的瞬间,各个腔室的压力会变为负压。当工作腔与高压排油配流窗口沟通时,由于腔内的压力小于配流窗口压力,腔外的流量倒灌入腔内,产生回流。图14所示为整泵的压力曲线,图16所示为柱塞A、B叠加流量曲线,滚子柱塞泵的出口流量经各个柱塞叠加后不存在结构性流量脉动,然而,在吸排油腔切换时才会产生流量倒灌。两者对比发现,滚子柱塞泵的出口压力和流量曲线变化规律基本相同。综上所述,滚子柱塞泵的流量倒灌来源于各个柱塞腔在吸排油功能发生切换时,由于腔内压力与外界配流窗口油液存在压差,油液逆流入腔内。

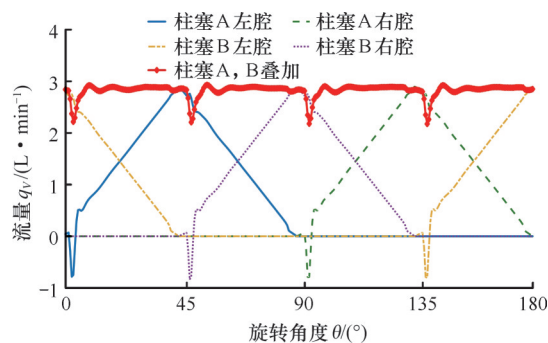


图16 柱塞A、B的工作腔及叠加后的压力变化
Fig.16 Working chambers of pistons A and B and pressure changes after superposition

图17为滚子柱塞泵在3000 r/min、5 MPa工况下的压力和流量瞬时变化曲线。如图17a所示,压力曲线在每旋转45°时出现一个波峰值,与流量曲线相一致。图17b中,滚子柱塞泵每旋转45°,流量经历一次回流,与图13中的柱塞A左腔流量曲线相呼应。值得注意的是,在每个柱塞腔从吸油切换为排油功能的瞬间,柱塞腔与配流窗口并未立即沟通,然而,柱塞A仍然在向左移动,导致左腔的容积减小,从而引起腔内压力的增大。当柱塞腔与配流窗口发生沟通的瞬间,腔内压力小于外部负载压力,导致外部流量倒灌入腔内,形成回流现象。此外,可以发现滚子柱塞泵出口压力脉动来自于出口流量的脉动,然而出口流量的脉动又是由各个柱塞工作腔在吸排油功能切换时引起的。综上所述,为减小流量倒灌,柱塞工作腔开始压缩时,其工作腔的压力应该立即增大;完成压缩后,腔内的压力峰值应该立即减小。

4 实验验证

为了验证前述CFD数值模拟的准确性,加工

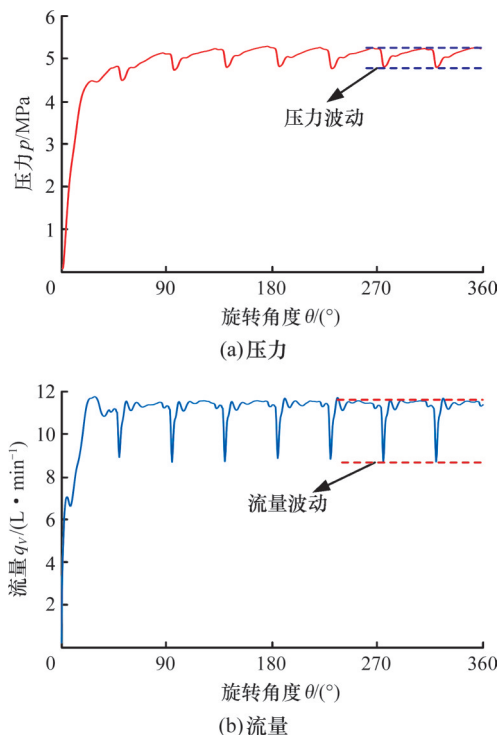


图 17 滚子柱塞泵在 3000 r/min、5 MPa 下的压力与流量曲线

Fig.17 Pressure and flow curve of roller piston pump at 3000 r/min, 5 MPa

了滚子柱塞泵的实验样机,如图 18 所示。此泵设计的额定工况为:转速 9947 r/min、压力 8 MPa。由于现有的流量计无法测量高频流量,故直接检测流量倒灌较为困难^[27-28],而压力波动由流量波动所导致,故对被测泵检测出口压力波动可以得到同样效果。搭建出口压力的测试台,如图 19 所示。为与实际应用环境相符,将压力测试系统中的出口设置为硬管,以过滤外界条件对实验数据的影响。在测试系统的设计中,为确保滚子柱塞泵吸油充分,在泵的入口处加装有入口压力传感器检测吸油压力;在电机与被测泵之间设置了转速传感器,用于实时监测实验泵的转速。为了获取准确的压力数据,在被测泵的出口放置了高频压力传感器,其位置与数值模拟一致。在硬管的下游位置设置了节流阀,用于调整被测泵的负载压力。此外,油箱内装有温度计用于监测油温,以防止油温升高对测试结果造成干扰。上述设计确保了测试系统的稳定性和可靠性,以获得精确的实验数据。

压力传感器采集到的原始数据中含有较多的干扰信号,因此需要对原始信号进行滤波处理。高斯滤波(Gaussian filtering)是一种常用于图像处理 and 计算机视觉领域的平滑滤波方法,其目的是通过对图像进行卷积操作来降低图像中噪声的

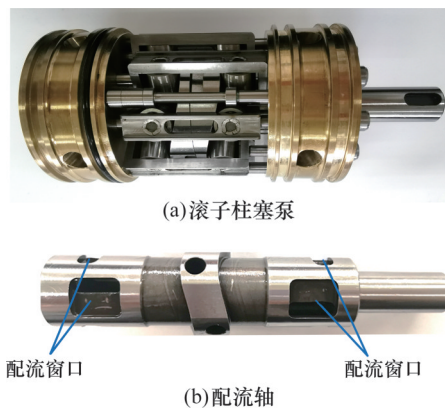
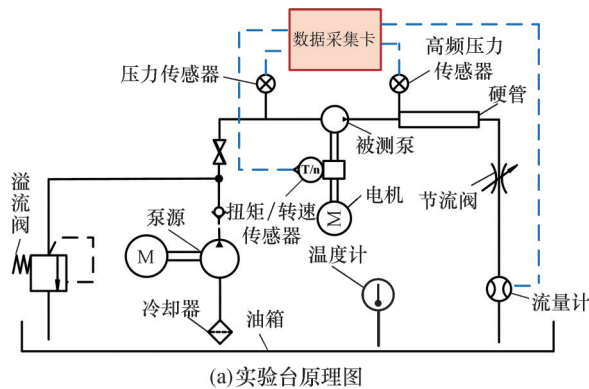
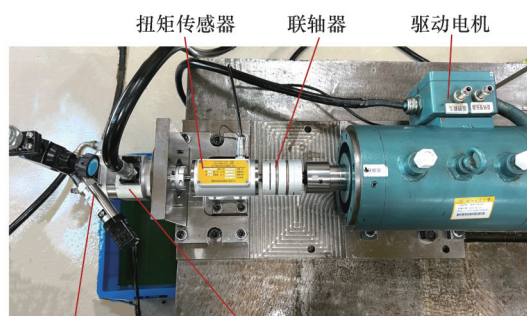


图 18 实验样机

Fig.18 Experimental prototype



(a)实验台原理图



(b)实验台实物图

图 19 出口压力测试实验台

Fig.19 Outlet pressure test bench

影响,平滑图像,并模糊图像中的细节。通过在 MATLAB 中输入 `filtered_x=conv(x, gaussian_window, 'same')` 代码来得到滤波后的压力信号曲线,如图 20 所示。上述代码的意义是将输入信号 x 与高斯核 `Gaussian_window` 进行卷积,得到平滑后的输出 `filtered_x`。

为了深入研究滚子柱塞泵在 3000 r/min 和 5 MPa 条件下的出口压力,利用高斯滤波原理对实验数据进行处理,并将结果与数值模拟相比较。图 21 所示为配流轴压力波动的实验结果与 CFD 数值模拟结果的对比。可以看到出口压力实验结果与 CFD 数值模拟结果基本一致,在一个周期内均产生四次波动,与流量倒灌的波动也相符。此

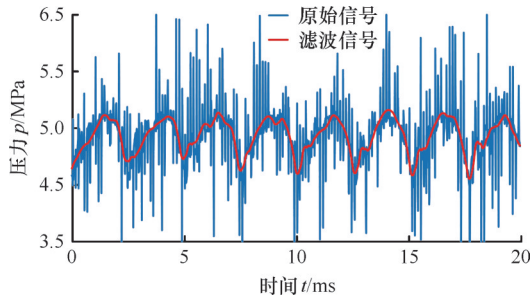


图20 原始信号与滤波信号

Fig.20 Original signal and filtered signal

外,实验结果中压力的增大和减小趋势也与模拟结果相符。具体而言,实验数据显示该工况下泵的压力脉动值为11.25%,CFD模拟结果为9.8%,上述对比验证了数值模拟的准确性。此外,注意到实验数据与数值模拟之间存在一些差异,特别是在压降的大小方面,其可能的原因是实验结果采用的滤波方法还有待改进,以及压力传感器在测试中的安装位置与模拟中的测量位置存在以下差异:前者安装在管道侧面,而后者则位于泵的出口。

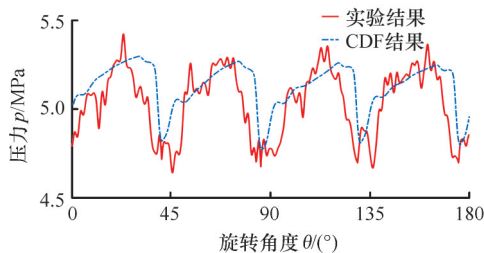


图21 滚子柱塞泵在3000 r/min、5 MPa下的压力波动曲线

Fig.21 Pressure fluctuation curve of roller piston pump at 3000 r/min, 5 MPa

5 结语

本文采用CFD数值模拟详细研究了新型滚子柱塞泵的流量脉动与出口压力特性。通过对柱塞工作腔压力与出口流量的详细分析,模拟结果表明,新型滚子柱塞泵不具备柱塞腔叠加导致的结构性流量脉动,验证了其可行性。然而,模拟结果发现在吸排油腔与配流窗口切换时由于压差会发生流量倒灌,产生流量脉动与压力脉动。由于现有的流量计无法测量高频流量,而流量倒灌又是压力波动的主要来源,故搭建了专用实验台来测试新型滚子柱塞泵的出口压力。在转速为3000 r/min、负载压力为5 MPa的工况下,实验结果显示,压力波动为11.25%,与CFD结果变化规律基本一致,验证了CFD数值模拟的准确性。结果表明,吸排油腔与配流窗口切换时由于压差会

发生流量倒灌,产生流量脉动与压力脉动,这也为后续减小新型滚子柱塞泵的流量脉动提供了参考。

参考文献:

- [1] 王少萍, 耿艺璇, 石存. 失效物理与数据调制融合的航空液泵寿命估计[J]. 航空学报, 2022, 43(10): 527347. WANG Shaoping, GENG Yixuan, SHI Cun. Life Estimation of Aircraft Hydraulic Pump Based on Failure Physics and Data Driven[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(10): 527347.
- [2] CHAO Qun, ZHANG Junhui, XU Bing, et al. A Review of High-speed Electro-hydrostatic Actuator Pumps in Aerospace Applications: Challenges and Solutions[J]. Journal of Mechanical Design, 2019, 141(5): 050801.
- [3] 路甬祥. 流体传动与控制技术的历史进展与展望[J]. 机械工程学报, 2001, 37(10): 1-9. LU Yongxiang. Historical Progress and Prospects of Fluid Power Transmission and Control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(10): 1-9.
- [4] ERICSON L. Flow Pulsations in Fluid Power Machines-a Measurement and Simulation Study [D]. Norrköping: Linköpings Universitet, 2008.
- [5] 欧阳小平, 杨华勇, 郭生荣, 等. 现代飞机液压技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2016. OUYANG Xiaoping, YANG Huayong, GUO Shengrong, et al. Modern Hydraulics for Aircrafts [M]. Hangzhou: Zhejiang University Press, 2016.
- [6] GAO Feng, OUYANG Xiaoping, YANG Huayong, et al. A Novel Pulsation Attenuator for Aircraft Piston Pump[J]. Mechatronics, 2013, 23(6): 566-572.
- [7] JOHANSSON A. Design Principles for Noise Reduction in Hydraulic Piston Pumps: Simulation, Optimisation and Experimental Verification[D]. Norrköping: Linköpings Universitet, 2005.
- [8] DEEKEN M. Simulation of the Reversing Effects of Axial Piston Pumps Using Conventional CAE Tools [J]. Olhydruilic und Pneumatik: Zeitschrift fur Fluidtechnik, Aktorik, Steuerelektronik und Sensorik, 2002, 46(6): 1-12.
- [9] DEEKEN M. Simulation of the Tribological Contacts in an Axial Piston Machine[C]//Fluid Power Systems and Technology. ASME, 2004: 71-75.
- [10] EDGE K A, DARLING J. The Pumping Dynamics of Swash Plate Piston Pumps[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1989, 111(2): 307-312.
- [11] 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: Management and Engineering Manufacture, 1986, 200(1): 45-54.
- [12] 欧阳小平, 王天照, 方旭. 高速航空柱塞泵研究现状[J]. 液压与气动, 2018, 42(2): 1-8. OUYANG Xiaoping, WANG Tianzhao, FANG Xu. Research Status of the High Speed Aircraft Piston Pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, 42(2): 1-8.
- [13] DARLING J. Piston-cylinder Dynamics in Oil Hydraulic Axial Piston Pumps[D]. Bath: University of Bath, 1985.
- [14] MANRING N D. The Discharge Flow Ripple of an Axial-piston Swash-plate Type Hydrostatic Pump[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2000, 122(2): 263-268.

(下转第331页)