

非对称轴向柱塞泵配流机理研究



郭洪钊, 王君*, 张峻溢

太原理工大学机械与运载工程学院, 山西太原 030024

摘要: 泵控单出杆液压缸节能高效, 是未来液压系统发展的方向, 但是单出杆液压缸两腔的有效面积不相等引起的流量不平衡一直限制着泵控单出杆液压缸的发展与应用。普通轴向柱塞泵进出油口流量相等与单出杆液压缸的大小腔流量不匹配。为了解决这个问题, 将普通轴向柱塞泵改进为非对称轴向柱塞泵, 在此基础上探究非对称轴向柱塞泵配流机理, 完善非对称轴向柱塞泵设计理论, 对非对称轴向柱塞泵配流窗口包角和单出杆液压缸面积比的关系进行理论分析并推导其数学模型。设计与不同面积比单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵的配流盘, 在计算机仿真软件 AMESim 中建立非对称轴向柱塞泵和非对称轴向柱塞泵控单出杆液压缸系统的物理模型, 在不同工况下对非对称轴向柱塞泵的进出口流量以及对非对称轴向柱塞泵与不同面积比的单出杆液压缸匹配情况仿真分析。仿真结果表明, 使用非对称轴向柱塞泵能够补偿单出杆液压缸两腔的有效面积不相等引起的流量不平衡, 使非对称轴向柱塞泵与单出杆液压缸的流量完全匹配。

关键词: 非对称轴向柱塞泵; 配流盘; 单出杆液压缸; 流量匹配; AMESim

DOI: [10.57237/j.mse.2022.01.005](https://doi.org/10.57237/j.mse.2022.01.005)

Distribution Mechanism of Asymmetric Axial Piston Pump

Guo Hong Zhao, Wang Jun*, Zhang Jun Yi

College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China

Abstract: Pump-controlled single-rod hydraulic cylinders are energy-saving and efficient, which is the development direction of hydraulic systems in the future. However, the flow imbalance caused by the unequal effective areas of the two chambers of single-rod hydraulic cylinders has always restricted the development and application of pump-controlled single-rod hydraulic cylinders. The flow rate of the inlet and outlet ports of the ordinary axial piston pump is equal and the flow rate of the large and small chambers of the single rod hydraulic cylinder does not match. In order to solve this problem, the ordinary axial piston pump is improved into an asymmetric axial piston pump, on this basis, the flow distribution mechanism of the asymmetric axial piston pump is explored, and the design theory of the asymmetric axial piston pump is improved. Theoretical analysis of the relationship between the angle of the distribution window of the asymmetrical axial piston pump and the area ratio of the single-rod hydraulic cylinder is carried out, and its mathematical model is derived. Design of valve plates for asymmetrical axial piston pumps to match single rod hydraulic cylinders with different area ratios. The physical model of the asymmetrical axial piston pump and the asymmetrical axial piston pump controlled single-rod hydraulic cylinder system was established in the computer simulation software AMESim. The simulation analysis of the inlet and outlet flow of the asymmetric axial piston pump

基金项目: 国家自然科学基金项目《匹配不同面积比单出杆液压缸的轴向柱塞泵非死点过渡区配流理论与方法》(51905369).

*通信作者: 王君, wangjun01@tyut.edu.cn

收稿日期: 2022-12-07; 接受日期: 2023-01-13; 在线出版日期: 2023-02-03

<http://www.mechscieng.com>

under different working conditions and the matching of the asymmetric axial piston pump and the single-rod hydraulic cylinder with different area ratios. The simulation results show that the use of an asymmetrical axial piston pump can compensate the flow imbalance caused by the unequal effective areas of the two chambers of the single-rod hydraulic cylinder, so that the flow of the asymmetrical axial piston pump and the single-rod hydraulic cylinder can completely match.

Keywords: Asymmetric Axial Piston Pump; Valve Plate; Single out Rod Hydraulic Cylinder; Flow Matching; AMESim

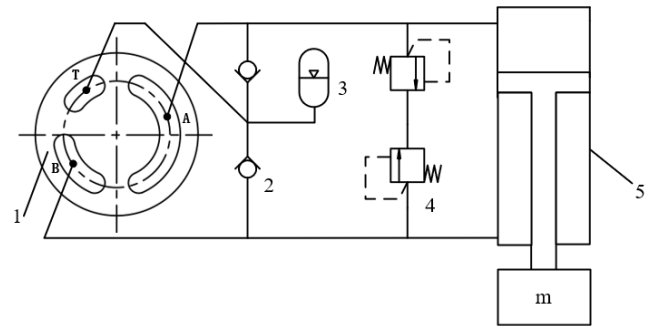
1 引言

液压控制系统分为阀控系统和泵控系统。阀控系统具有较高的控制精度,但其节流损失大、能量效率低。泵控系统通过液压泵直接控制液压缸,无需液压阀的调节,节流损失小,能量效率高,是液压控制系统的发展方向 and 趋势[1-3]。根据执行元件形式的不同,泵控液压缸系统可分为泵控双出杆液压缸系统和泵控单出杆液压缸系统两种。与双出杆液压缸相比,单出杆液压缸占用空间小、输出力大,广泛应用于大型重载装备中直线往复运行的机构[4]。经过近些年的完善,泵控双出杆缸技术已经十分成熟,但是对于泵控单出杆液压缸而言,由于单出杆液压缸两腔面积的不对称性,使得通过两腔的流量并不相等,因此限制了泵控技术在单出杆液压缸中的应用和发展[5-7]。如何补偿单出杆液压缸两腔流量差一直是泵控单出杆液压缸系统研究的重点与难点[8-9]。早期的思路是通过添加辅助装置来补偿单出杆液压缸大腔和小腔的不相等流量,各国学者基于此进行了一系列研究。[10-11]。但是通过添加辅助泵或者阀来补偿单出杆液压缸的不对称流量不可避免会增加系统回路的复杂程度,使得系统成本高,节流损失大。为此权龙教授团队[12-19]提出将轴向柱塞泵的配流盘一侧由原来一个配流窗口重新设计为两个独立的串联窗口,另一侧配流窗口保留原设计,直接补偿单出杆液压缸的不对称流量,避免系统辅助泵或辅助阀的添加。

本文研究非对称轴向柱塞泵控制单出杆液压缸的配流机理,依据非对称轴向柱塞泵和单出杆液压缸流量完全匹配的思路建立非对称轴向柱塞泵包角和单出杆液压缸面积比关系的数学模型,设计非对称轴向柱塞泵的配流盘,在计算机仿真软件 AMESim 中搭建非对称轴向柱塞泵以及非对称轴向柱塞泵控单出杆液压缸的物理模型,通过仿真验证了该数学模型的正确性,完善了非对称轴向柱塞泵配流盘设计理论。

2 非对称轴向柱塞泵配流原理

非对称轴向柱塞泵直接控制单出杆液压缸原理如图 1 所示,主要由非对称轴向柱塞泵、单出杆液压缸、单向阀、蓄能器、溢流阀等组成。将轴向柱塞泵配流盘一侧的配流窗口设计为两个独立的串联窗口 B、T,另一侧配流窗口(A)保留原设计得到非对称轴向柱塞泵配流盘。



1. 非对称泵配流盘 2. 单向阀 3. 蓄能器 4. 溢流阀 5. 单出杆液压缸

图 1 非对称轴向柱塞泵控单出杆液压缸原理图

配流窗口 A 与单出杆液压缸的大腔连接,配流窗口 B 与单出杆液压缸的小腔连接,配流窗口 T 与油箱或蓄能器连接。为了使非对称轴向柱塞泵完全匹配单出杆液压缸两腔的流量,需满足:非对称轴向柱塞泵配流窗口 A 流量与配流窗口 B 流量之比和单出杆液压缸大腔与小腔面积比相等。通过改变配流窗口 A 与 B 的包角使得两个配流窗口 A 与 B 的通流面积之比为单出杆液压缸缸两腔面积比,在不添加辅助泵或者阀的前提下,达到非对称轴向柱塞泵进出油口流量完全匹配单出杆液压缸两腔流量的目的,实现用一台液压泵即可闭环控制单出杆液压缸的运动。

非对称轴向柱塞泵可以实现利用一台轴向柱塞泵直接控制单出杆液压缸的目的,不仅解决了轴向柱塞泵进出油口流量与单出杆液压缸的大小腔流量不匹配的问题,还避免了系统内辅助泵或阀的添加,降低了

系统成本、减少了能量损失。

$$\varphi_0 = 2 \arctan\left(\frac{R_p}{R_0}\right) \quad (1)$$

3 数学模型

柱塞随着缸体旋转与腰型槽接通, 根据最小压降原则, 腰型槽的宽度和分布半径等于柱塞腔出口的宽度和分布半径[20]。柱塞腔最大通流面积由其出口面积决定, 柱塞腔的出口面积由包角 φ_0 和宽度 $2R_p$ 决定, 其中柱塞包角 φ_0 满足:

式中, R_p 为柱塞孔半径, R_0 为柱塞腔出口截面的分布半径。

对锥形缸体轴向柱塞泵的柱塞进行运动分析, 如图 2 所示。图 2 是锥形缸体柱塞运动的结构示意图, 其中右侧为简化图, 图 (a) 是起点位置柱塞的相对位置关系, 图 (b) 是柱塞运动到任意位置时的相对位置关系。

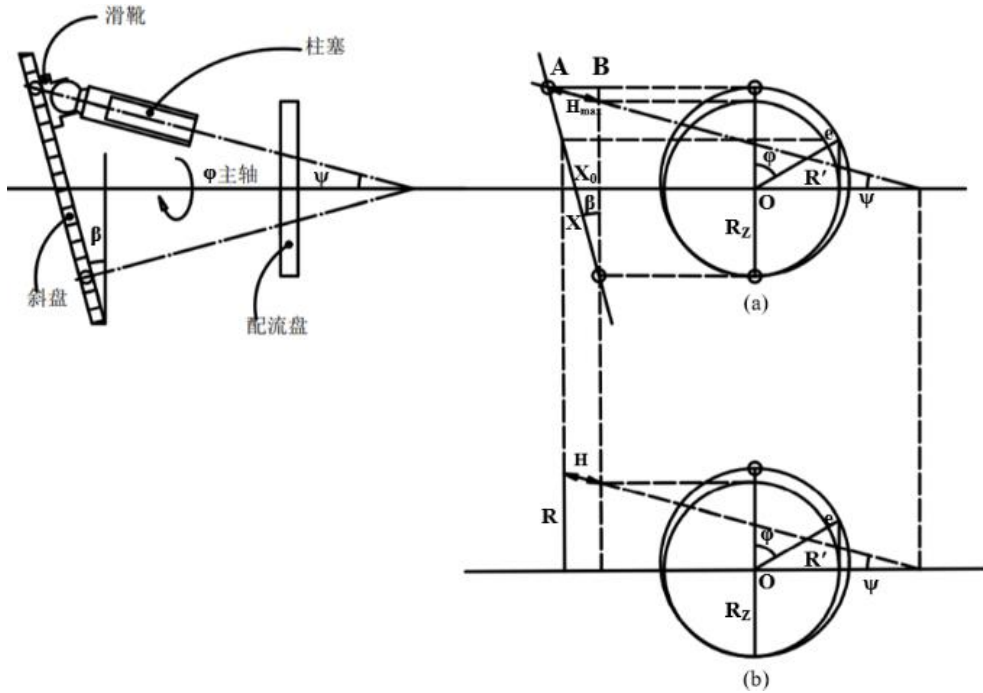


图 2 锥形缸体柱塞运动结构关系

根据图中的几何关系可知, 柱塞的轴向位移 S_p 满足:

$$S_p = H_{\max} - H \quad (2)$$

式中, H 为柱塞轴向剩余行程, H_{\max} 为柱塞的最大轴向剩余行程。

柱塞运动到任意位置时, 柱塞轴向剩余行程 H 满足:

$$H = (x + x_0) / \cos \psi \quad (3)$$

式中, ψ 为缸体的锥度 (锥形缸体柱塞轴线与主轴轴线之间的夹角)。

根据图 2 中的相对位置可得:

$$\begin{cases} x_0 = R_z \tan \beta \\ x = R' \tan \beta = (R_z + e) \cos \varphi \tan \beta \\ e = (x + x_0) \tan \varphi \end{cases} \quad (4)$$

式中, R_z 为柱塞球头球心到主轴的最短距离, β 为斜盘倾角, e 为柱塞球头球心轨迹与标准圆轨迹之间的偏心量, φ 为柱塞从初始位置 (上死点) 转过的角度。

上述三个方程联合求解可得:

$$x = \frac{R_z \cos \varphi \tan \beta (1 + \tan \beta \tan \psi)}{1 - \cos \varphi \tan \beta \tan \psi} \quad (5)$$

$$H = \frac{R_z \tan \beta (1 + \cos \varphi)}{\cos \psi (1 - \cos \varphi \tan \beta \tan \psi)} \quad (6)$$

当 $\varphi=0$ 时柱塞轴向剩余行程 H 达到柱塞的最大轴

向剩余行程 H_{\max} 为：

$$H_{\max} = \frac{2R_z \tan \beta}{\cos \psi (1 - \tan \beta \tan \psi)} \quad (7)$$

联立式(2)、(6)以及(7)式可得锥形缸体柱塞在柱塞孔中的位移方程为：

$$S_p = \frac{R_z \tan \beta (1 - \cos \varphi) (1 + \tan \beta \tan \psi)}{\cos \psi (1 - \tan \beta \tan \psi) (1 - \cos \varphi \tan \beta \tan \psi)} \quad (8)$$

斜盘式轴向柱塞泵的缸体每旋转一圈，每个柱塞往复一次，完成一次吸油和排油。配流窗口 A 的理论排量为：

$$q_A = AzS_{Ap} \quad (9)$$

式中，A 为轴向柱塞泵柱塞的横截面积，z 为轴向柱塞泵的柱塞数， S_{Ap} 为柱塞通过配流窗口 A 的轴向位移。

配流窗口 B 的理论排量为：

$$q_B = AzS_{Bp} \quad (10)$$

式中， S_{Bp} 为柱塞通过配流窗口 B 的轴向位移。

联立式(9)、(10)式可得配流窗口 A 与配流窗口 B 的理论排量之比为：

$$\frac{q_A}{q_B} = \frac{AzS_{Ap}}{AzS_{Bp}} = \frac{S_{Ap}}{S_{Bp}} \quad (11)$$

由式(11)可知，非对称轴向柱塞泵的配流窗口的理论排量之比等于柱塞在该配流窗口的轴向位移之比。

假设单出杆液压缸大腔和小腔的面积比为 1:a，则通过配流窗口 A、B 和 T 的流量比为：

$$q_A : q_B : q_T = 1 : a : (1 - a) \quad (12)$$

联立式(11)、(12)式可得：

$$\frac{q_A}{q_B} = \frac{S_{Ap}}{S_{Bp}} = \frac{1}{a} \quad (13)$$

柱塞通过配流窗口的过程如图 3 所示，图 (a) 是柱塞通过非对称轴向柱塞泵配流盘配流窗口 A 前后，图 (b) 是柱塞通过非对称轴向柱塞泵配流盘配流窗口 B 前后。

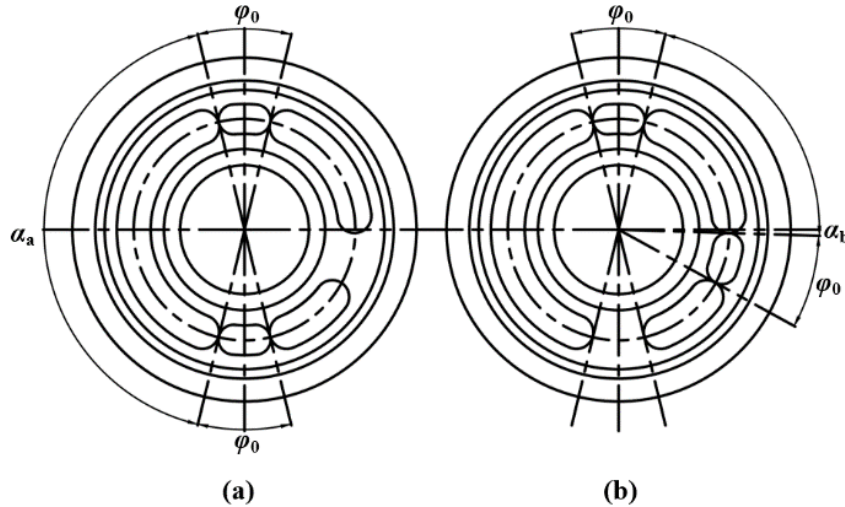


图 3 柱塞通过非对称轴向柱塞泵配流盘配流窗口前后

柱塞通过配流窗口 A 的轴向位移 S_{Ap} 为：

$$\begin{cases} S_{Ap} = \frac{R_z (1 + \tan \beta \tan \psi) \tan \beta (1 - \cos \alpha_a)}{\cos \psi (1 - \tan \beta \tan \psi) (1 - \tan \beta \tan \psi \cos \alpha_a)} \\ \alpha_a = \alpha_a + \varphi_0 \end{cases} \quad (14)$$

式中， α_a 为柱塞通过配流窗口 A 的实际包角， α_a 为配流窗口 A 的包角。

柱塞通过配流窗口 B 的轴向位移 S_{Bp} 为：

$$\begin{cases} S_{Bp} = \frac{R_z (1 + \tan \beta \tan \psi) \tan \beta (1 - \cos \alpha_b)}{\cos \psi (1 - \tan \beta \tan \psi) (1 - \tan \beta \tan \psi \cos \alpha_b)} \\ \alpha_b = \alpha_b + \varphi_0 \end{cases} \quad (15)$$

式中， α_b 为柱塞通过配流窗口 B 的实际包角， α_b 为配流窗口 B 的包角。

将式(14)、(15)代入式(13)中可得：

$$\frac{[1 - \cos(\alpha_a + \varphi_0)][1 - \tan \beta \tan \psi \cos(\alpha_b + \varphi_0)]}{[1 - \cos(\alpha_b + \varphi_0)][1 - \tan \beta \tan \psi \cos(\alpha_a + \varphi_0)]} = \frac{1}{a} \quad (16)$$

式(16)即为非对称轴向柱塞泵配流窗口包角与单出杆液压缸两腔面积比关系式。根据式(16)可以设计与不同面积比单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵配流盘。根据该关系式可以得出单出杆液压缸缸大腔和小腔的有效面积比越大, 与其匹配的非对称轴向柱塞泵配流盘配流窗口 B 的包角越小, 反之单出杆液压缸缸大腔和小腔的有效面积比越小, 与其匹配的非对称轴向柱塞泵配流盘配流窗口 B 的包角越大, 二者成反比。

4 虚拟样机模型

为了验证该数学模型, 在 AMESim 仿真软件中建立非对称轴向柱塞泵和非对称轴向柱塞泵控单出杆液压缸的仿真模型并对两者的仿真结果进行仿真分析。

4.1 非对称轴向柱塞泵仿真模型及仿真分析

根据已求出的数学模型分别设计与面积比 1.4、2 和 2.5 的单出杆液压缸完全匹配的非对称轴向柱塞泵配流盘。建立单柱塞模型模拟柱塞与配流盘的配流过程, 将单柱塞模型封装成超级元件, 每个柱塞在相位上相差 40 度, 按照相位差的关系将 9 个柱塞进行并联, 并且每个柱塞的 A、B 和 T 油口相联构成整泵的三个配流窗口, 结合负载模型和电机模型构建出非对称轴向柱塞泵整体模型如图 4 所示。其中负载模型由两个溢流阀构成。

在建立的与面积比为 2 的单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵整体仿真模型中, 在相同转速不同负载工况下对非对称轴向柱塞泵的进出油口流量进行分析。

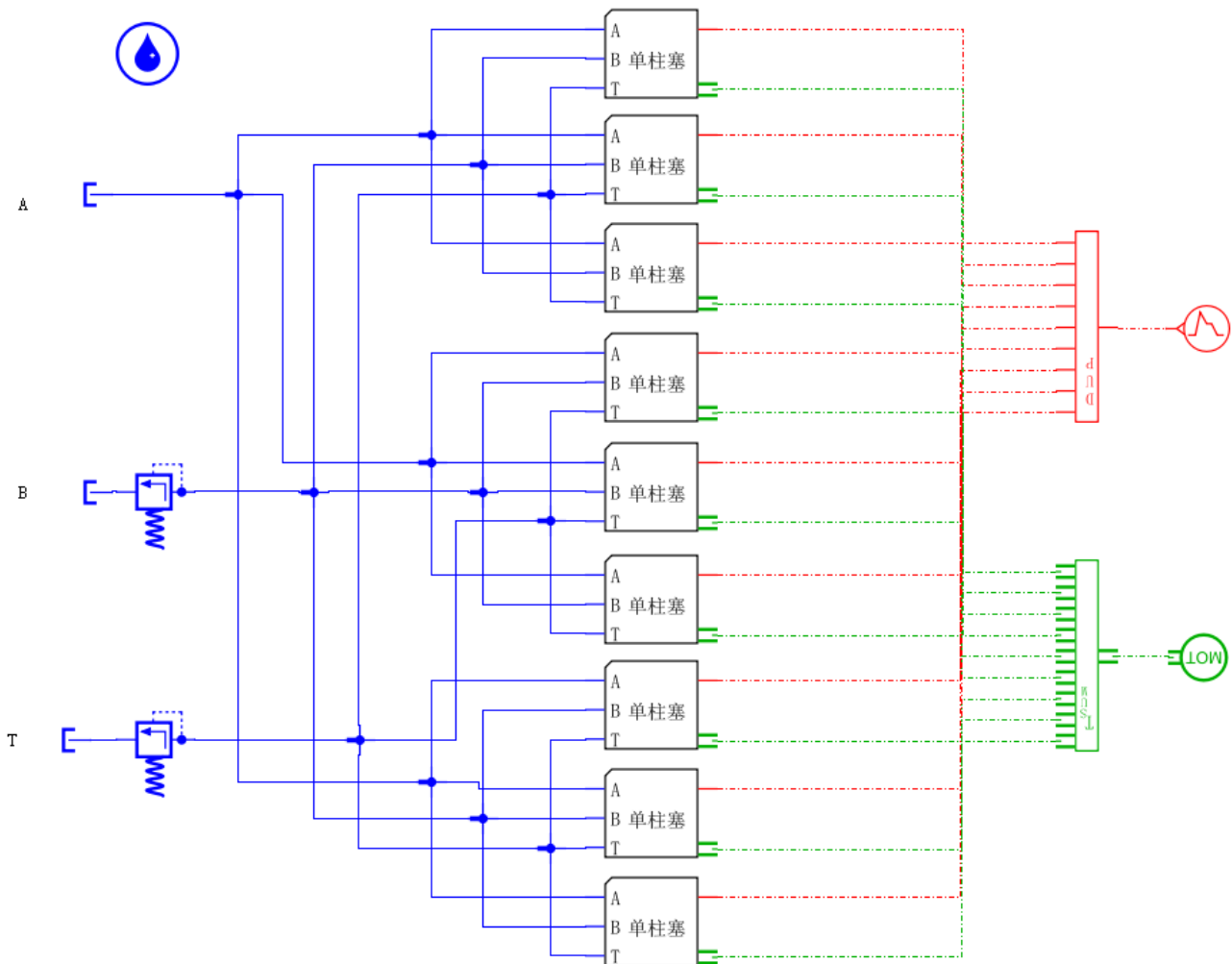


图4 非对称轴向柱塞泵整体仿真模型

将转速设置为 1500 r/min, 分别对油口 B 加载 5 MPa、10 MPa 和 15 MPa 的压力, A、B 和 T 油口流量曲线分别如图 5、图 6 和图 7 所示。该仿真工况下, A 油口平均流量约为 54 L/min, B、T 两个油口平均流量都约为 27 L/min。B、T 两油口平均流量总和约为 54 L/min 与 A 油口平均流量相等, 即 $q_A + q_B = q_T$ 且 $q_A = 2q_B = 2q_T$, 满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

结合图 5、图 6 和图 7 可以看出, 在相同转速下随着 B 油口负载压力的增大非对称轴向柱塞泵三个油口的流量均值变化不大, 三个油口的流量比几乎不变。

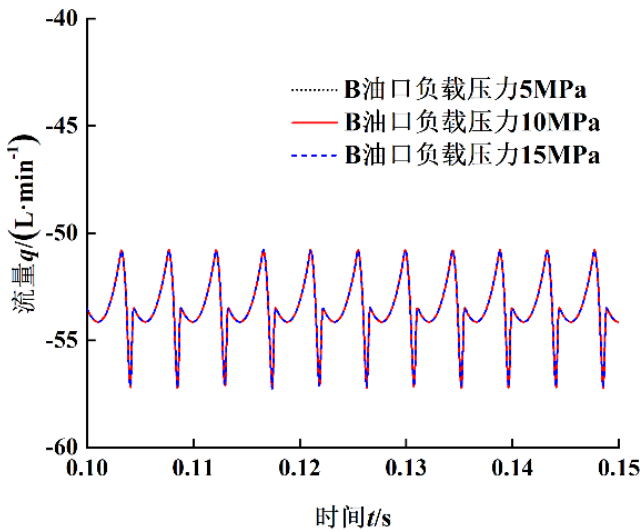


图 5 A 油口在不同负载下的流量曲线

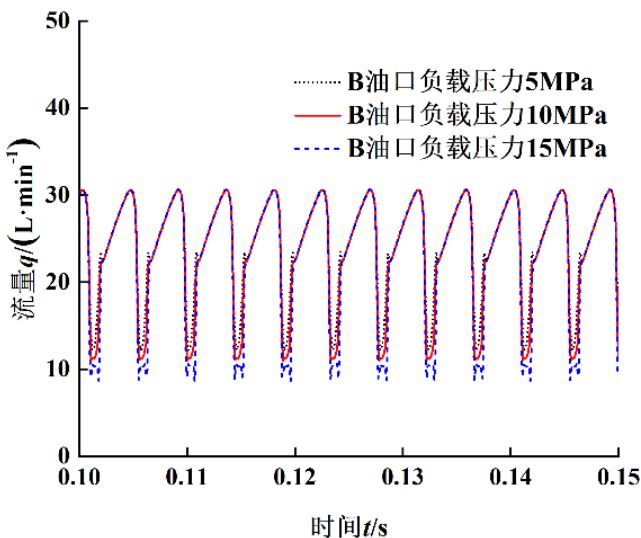


图 6 B 油口在不同负载下的流量曲线

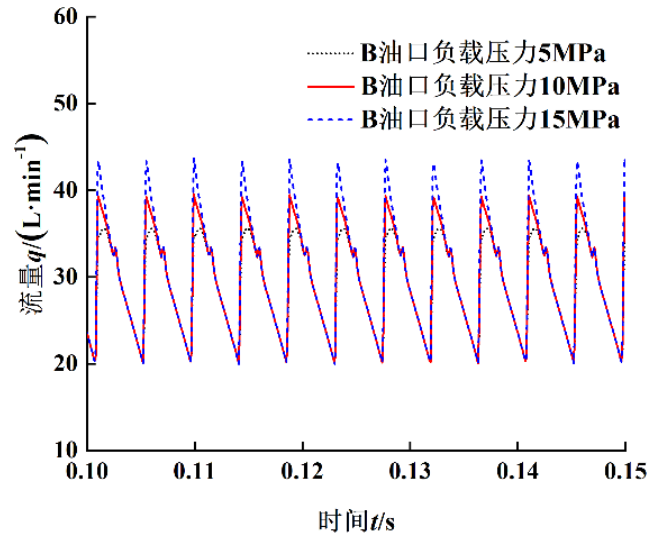


图 7 T 油口在不同负载下的流量曲线

在建立的与面积比为 2 单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵整体仿真模型中, 在相同负载不同转速工况下对非对称轴向柱塞泵的进出油口流量进行分析。

将电机的转速设置为 1000 r/min, 对油口 B 加载 15 MPa 的压力, A、B 和 T 油口流量曲线如图 8 所示。在该仿真工况下, A 油口平均流量约为 36 L/min, B、T 油口平均流量都约为 18 L/min。B、T 两油口平均流量总和约为 36 L/min 与 A 油口平均流量相等, 即 $q_A + q_B = q_T$ 且 $q_A = 2q_B = 2q_T$, 满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

将电机的转速设置为 1500 r/min, 对油口 B 加载 15 MPa 的压力, A、B、T 油口流量曲线如图 9 所示。在该仿真工况下, A 油口平均流量约为 54 L/min, B、T 油口平均流量都约为 27 L/min。B、T 两油口平均流量总和约为 54 L/min 与 A 油口平均流量相等, 即 $q_A + q_B = q_T$ 且 $q_A = 2q_B = 2q_T$, 满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

将电机的转速设置为 2000 r/min, 对油口 B 加载 15 MPa 的压力, A、B 和 T 油口流量曲线如图 10 所示。在该仿真工况下, A 油口平均流量约为 72 L/min, B、T 油口平均流量都约为 36 L/min。B、T 两油口平均流量总和约为 72 L/min 与 A 油口平均流量相等, 即 $q_A + q_B = q_T$ 且 $q_A = 2q_B = 2q_T$, 满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

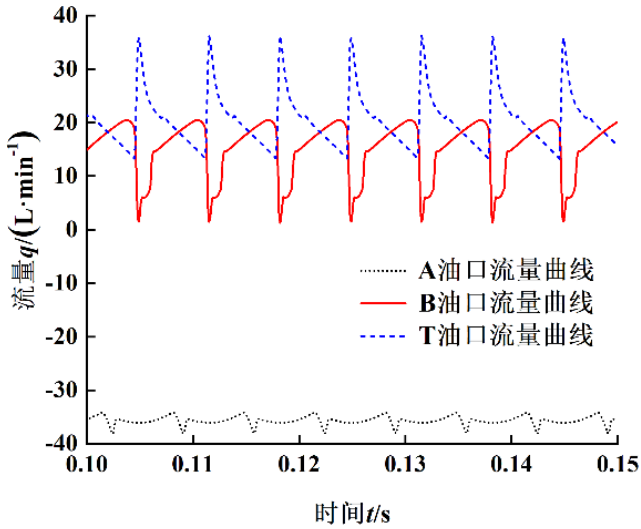


图 8 A、B 和 T 油口在转速 1000r/min 时的流量曲线

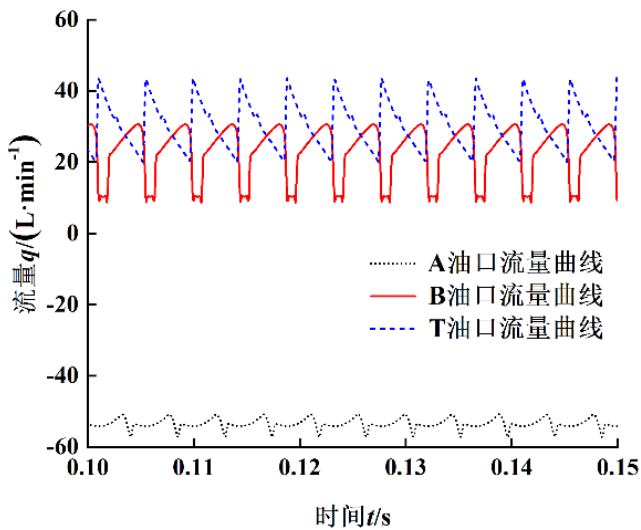


图 9 A、B 和 T 油口在转速 1500r/min 时的流量曲线

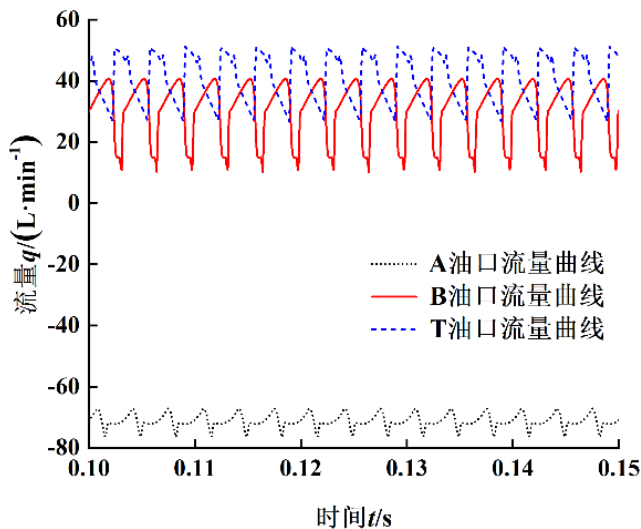


图 10 A、B 和 T 油口在转速 2000r/min 时的流量曲线

结合图 8、图 9 和图 10 可以看出, 在相同负载下随着转速的增加非对称轴向柱塞泵三个油口的流量均等比例增大, 三个油口流量比不变。

综上所述, 非对称液压缸与单出杆液压缸的匹配关系不受转速和负载大小的影响。但是对非对称轴向柱塞泵的流量脉动影响很大, 需要进一步改进过渡区结构, 降低流量脉动。

4.2 非对称轴向柱塞泵控单出杆液压缸系统仿真模型及仿真分析

根据前文设计的与面积比 1.4、2 和 2.5 的单出杆液压缸完全匹配的非对称轴向柱塞泵配流盘, 先建立非对称轴向柱塞泵的整体模型, 然后按照原理图 1 分别建立面积比为 1.4、2 和 2.5 非对称轴向柱塞泵控制单出杆液压缸的系统模型, 如图 11 所示, 将转速设置为 2000 r/min, 负载设置为 100000 N, 在该仿真工况下验证非对称轴向柱塞泵与单出杆液压缸的流量是否匹配。

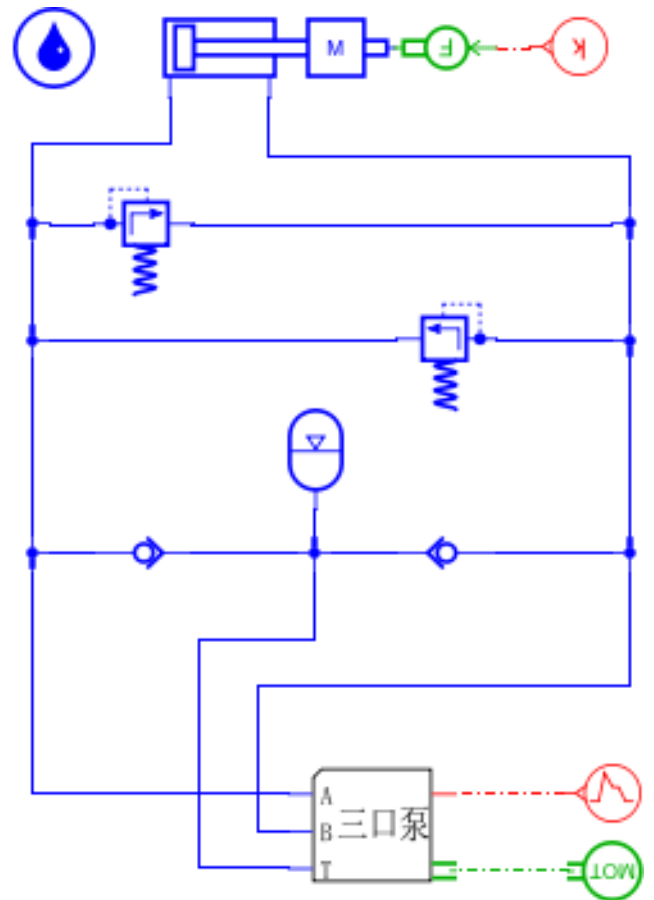


图 11 非对称泵控单出杆液压缸系统仿真模型

当单出杆液压缸活塞杆伸出时,单出杆液压缸小腔空间减小所产生的液压油被非对称轴向柱塞泵 B 油口吸入,与此同时非对称轴向柱塞泵 T 油口从充压油箱吸入一部分液压油,B 和 T 油口吸入的液压油经非对称轴向柱塞泵的 A 油口输出给了单出杆液压缸大腔;当单出杆液压缸活塞杆缩回时,单出杆液压缸大腔空间减小所产生的液压油被非对称轴向柱塞泵 A 油口吸入,A 油口吸入的液压油一部分经非对称轴向柱塞泵的 B 油口输出给了单出杆液压缸小腔,与此同时非对称轴向柱塞泵 T 油口向充压油箱排出一部分液压油。

图 12 是与面积比为 1.4 的单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵 A、B 和 T 油口的流量曲线。在该仿真工况下,非对称轴向柱塞泵 A 油口平均流量约为 72 L/min, B 油口平均流量约为 51.5 L/min, T 油口平均流量约为 20.5 L/min。非对称轴向柱塞泵 B、T 两油口平均流量总和约为 72 L/min 与 A 油口平均流量相等,即 $q_A+q_B=q_T$ 且 $q_A=1.4q_B$,满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

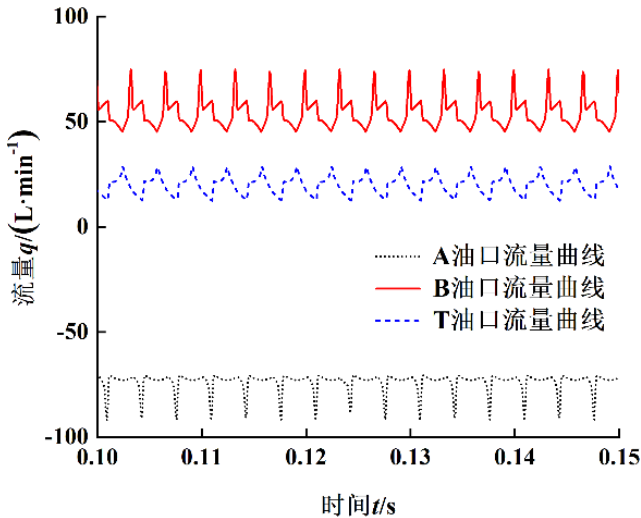


图 12 面积比为 1.4 的泵控缸系统 A、B 和 T 油口的流量曲线

图 13 是与面积比为 2 的单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵 A、B 和 T 油口的流量曲线。在该仿真工况下,非对称轴向柱塞泵 A 油口平均流量约为 72 L/min, B、T 两个油口平均流量都约为 36 L/min。非对称轴向柱塞泵 B、T 两油口平均流量总和约为 72 L/min 与 A 油口平均流量相等,即 $q_A+q_B=q_T$ 且 $q_A=2q_B$,满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

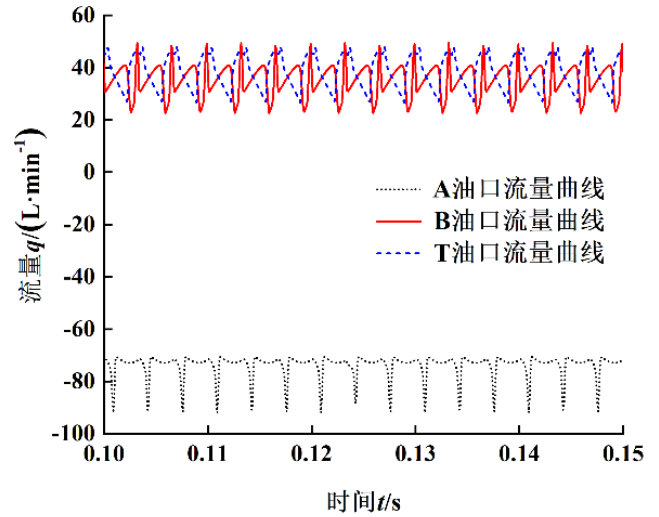


图 13 面积比为 2 的泵控缸系统 A、B 和 T 油口的流量曲线

图 14 是与面积比为 2.5 的单出杆液压缸匹配的非对称轴向柱塞泵 A、B 和 T 油口的流量曲线。在该仿真工况下,非对称轴向柱塞泵 A 油口平均流量约为 72 L/min, B 油口平均流量约为 28.8 L/min, T 油口平均流量约为 43.2 L/min。非对称轴向柱塞泵 B、T 两油口平均流量总和约为 72 L/min 与 A 油口平均流量相等,即 $q_A+q_B=q_T$ 且 $q_A=2.5q_B$,满足前面介绍的非对称轴向柱塞泵配流原理。

结合图 12、图 13 和图 14 可以看出,合理设计非对称轴向柱塞泵的配流盘,可以使 A、B 油口的流量分别与不同面积比的单出杆液压缸大腔和小腔的流量基本匹配,可以实现用一台液压泵完全匹配单出杆液压缸两腔的不相等流量。

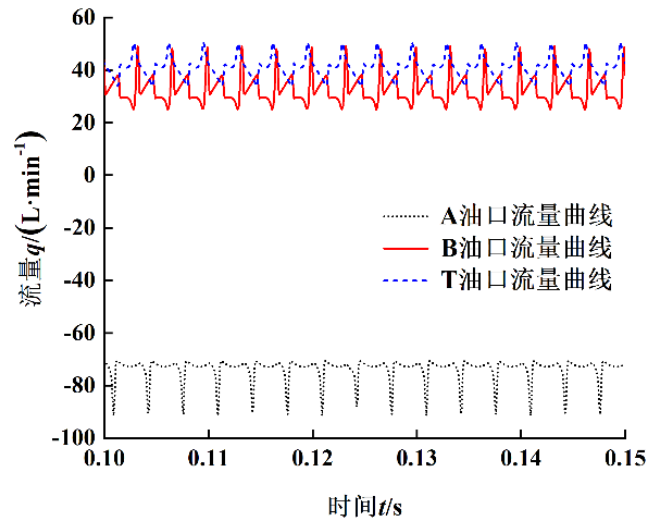


图 14 面积比为 2.5 的泵控缸系统 A、B 和 T 油口的流量曲线

5 结论

本文提出采用非对称配流方法来控制单出杆液压缸的原理, 并根据新的配流理论推导非对称轴向柱塞泵配流窗口包角和单出杆液压缸面积比的数学模型, 基于 AMESim 仿真软件建立了非对称轴向柱塞泵以及非对称轴向柱塞泵控单出杆液压缸的仿真模型。根据理论分析和仿真结果得出以下结论:

(1) 非对称轴向柱塞泵与单出杆液压缸两腔流量的匹配关系如下:

$$\frac{[1 - \cos(\alpha_a + \varphi_0)][1 - \tan \beta \tan \psi \cos(\alpha_b + \varphi_0)]}{[1 - \cos(\alpha_b + \varphi_0)][1 - \tan \beta \tan \psi \cos(\alpha_a + \varphi_0)]} = \frac{1}{a}$$

(2) 非对称轴向柱塞泵和单出杆液压缸的匹配关系不受转速和负载大小的影响。但是对非对称轴向柱塞泵的流量脉动影响很大, 需要进一步改进过渡区结构, 降低流量脉动。

(3) 采用非对称轴向柱塞泵可以补偿单出杆液压缸面积差产生的不相等流量, 只用一台液压泵即可闭环控制单出杆液压缸。

参考文献

- [1] 权龙. 泵控缸电液技术研究现状、存在问题及创新解决方案 [J]. 机械工程学报, 2008, 44 (11): 87-92.
- [2] 赵升吨, 张宗元, 徐凡, 等. 电磁直驱式液压泵及其发展趋势 [J]. 液压与气动, 2014 (02): 1-9.
- [3] 蔡伟, 李慧, 戴民强, 等. 液压泵检测诊断技术的研究现状与发展趋势 [J]. 液压与气动, 2014 (08): 49-54.
- [4] 丁问司, 刘坤, 丁云柯. 阀控非对称伺服缸基于粒子群优化的模糊 PID 控制器研究 [J]. 液压与气动, 2017 (09): 17-23.
- [5] 李志鹏, 李一茹, 王君, 等. 轴向柱塞泵配流盘非死点过渡区特性优化 [J]. 机床与液压, 2022, 50 (15): 121-127.
- [6] Quan Zhongyi, Quan Long, Zhang Jinman. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, (35): 336-346.
- [7] 杨迦迪, 赵斌, 武兵, 等. 变排量非对称轴向柱塞泵控制性能分析 [J]. 液压与气动, 2021, (2): 42-49.
- [8] 马艳斌, 赵斌, 郝云晓. 非对称泵控单出杆液压缸系统特性分析 [J]. 液压与气动, 2020 (08): 167-175.
- [9] 葛磊, 张晓刚, 权龙, 等. 变转速非对称泵直驱液压挖掘机斗杆试验研究 [J]. 机械工程学报, 2017, 53 (16): 210-216.
- [10] RAHMFELD R, IVANTYSYNOVA M. Displacement controlled Linear Actuator with Differential Cylinder a way to Save Primary Energy in Mobile Machines. [C] // Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Ostrvav, Czech Re-public, 2001: 296- 301.
- [11] IVANTYSYNOVA M. Innovations in Pump Design What are Future Directions [C] //Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama, Japan, 2008: 59 -64.
- [12] QUAN Long, YANG Yang, HOU Xuwei,. Simulation and experimental research on the axial piston pump with series three-windows in valve plate [C]. Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics. 2011: 71-76.
- [13] Zhang Xiaogang, Quan Long, Yang Yang, et al. Output characteristics of a series three-port axial piston pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25 (3): 498-505.
- [14] Huang Jiahai, Zhao Hu, Quan Long, et al. Development of an asymmetric axial piston pump for displacement-controlled system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2014; 228 (8): 1418-1430.
- [15] Ge Lei, Quan Long, Li Yunwei, et al. A novel hydraulic excavator boom driving system with high efficiency and potential energy regeneration capability [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 166: 308-317.
- [16] 景健, 权龙, 黄家海, 等. 非对称泵直驱液压挖掘机斗杆特性研究 [J]. 机械工程学报, 2016, 52 (6): 188-196.
- [17] 杨阳, 权龙, 杨敬. 轴向柱塞泵非止点配流窗口过渡区压力脉动特性分析 [J]. 机械工程学报, 2011, 47 (24): 128-134.
- [18] 王翔宇, 张红娟, 杨敬, 等. 非对称泵控装载机动臂特性研究 [J]. 机械工程学报, 2021, 57 (12): 258-266+284.
- [19] 王君, 王娇君. 非对称轴向柱塞泵的研究 [J]. 山西冶金, 2020, 43 (01): 21-22.
- [20] 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 (07): 279-285.