

分类号: TH38

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2220110149



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 微型计量螺杆泵的性能研究及
系统设计

论 文 作 者 罗慧闯

校 内 导 师 赵转哲 (教授)

校 外 导 师 王慧明 (工程师)

专业学位类别 机 械

研究方向 (领域) 单螺杆泵流体仿真

论文提交日期: 2025 年 5 月 20 日

分类号：TH38

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2220110149

微型计量螺杆泵的性能研究及系统设计

PERFORMANCE RESEARCH AND SYSTEM DESIGN OF MICRO METERING SCREW PUMP

学生姓名： 罗慧闯

指导教师： 赵转哲（教授）

校外导师： 王慧明（工程师）

专 业： 机 械

研究方向： 单螺杆泵流体仿真

论文答辩日期： 2025 年 5 月 9 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：

罗慧娟

日期：

2025

年

5

月

17

日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

保 密 ☐，在 ____ 年解密后适用本版权书。

不保密 ☒。

学位论文作者签名：

罗慧同

指导教师签名：

赵转燕

日期： 2025 年 5 月 17 日

日期： 2025 年 5 月 17 日

微型计量螺杆泵的性能研究及系统设计

摘 要

微型计量螺杆泵在微电子封装工艺中应用广泛，随着对泵的出口流量的精度要求变得越来越高，因此设计出一套性能优异的螺杆泵设备是非常重要的。本文首先从螺杆泵定转子原理上推导出泵的出口流量公式；以公式为理论依据，确定出螺杆泵定转子结构参数可取值的所有情况；再通过仿真模拟的方法选择出一组最优的结构参数，通过计算和选型，制造出一个微型计量螺杆泵实物；最后通过对比实际实验和仿真实验，得出仿真结果和推导出的泵的出口理论流量公式的正确性。同时，为了提升泵在输送溶液时的工作性能，提出一种基于蜘蛛蜂算法优化 PID 控制的方法应用于泵的输送工作中。以下是本文的具体工作：

(1)首先对螺杆泵中关键部件转子和定子进行研究，建立了二者之间的线型关系，通过对定子和转子的轴截面方程式使用幂级数展开的方法，在理论上得到转子和定子在一个定子螺距内的不重合区间，这对于提高密封性能、降低磨损具有重要意义，可以显著提升螺杆泵的性能和可靠性。同时，又推导出螺杆泵出口的理论流量公式，为确定螺杆泵结构参数提供了完整的理论依据，并给出了可以取值的 91 组结构参数；

(2)其次，建立螺杆泵的流体仿真模型，以在不同的情况下，分别以出口流量的变化情况和转子在 X, Y, Z 三个方向上的受力情况为判断指标，形成一组偏心距、转子截面圆直径、转子螺距、定转子间隙的最优参数值（1.77 mm、8.08 mm、11.327 mm、0.02 mm）；分析其在不同转速、不同进出口压差、输送不同粘度溶液的三种情况下，螺杆泵出口流量、转子扭矩、转子轴功率的变化关系，以及转子在 X、Y、Z 三个方向上的流场速度云图以及转子流场压力云图的变化情况，这不仅可以显著提升泵的性能和效率、还能为实际生产提供科学指导；

(3)随后，计算出螺杆泵在工作时的转子轴向力，并以此为指标，选择出合适的伺服电机、减速机以及控制器并搭建出实物。同时分析系统之间的关系，得到一个完整的流量控制系统传递函数，并提出一种蜘蛛蜂算法用于 PID 参数的调节，通过仿真分析，得出将蜘蛛蜂算法优化 PID 控制的方法

应用于系统中，其延迟时间、调整时间相比于对系统使用传统 PID、模糊 PID 会明显缩短，响应时间明显加快、性能提升显著；

(4)最后，对搭建的螺杆泵实物进行实验研究。在不同转子转速下，通过实验测得的泵的出口流量和由仿真测得的流量之间最大误差率为 5.667%，且两者均可体现出泵的出口流量与转速之间存在正比关系；在不同压差下，由实验测得的泵的出口流量和由仿真测得的流量之间最大误差率为 2.6%；配比出在仿真实验时用到的三种粘度溶液(7 *mpas*、80 *mpas*、150 *mpas*)，当泵在三种转子转速、四种进出口压差环境下输送这些溶液时，由实验得出，泵在输送不同粘度的溶液时，其出口流量与转子转速依然成正比关系、当泵输送溶液粘度约为 80 *mpas* 时，其能很好地适应泵进出口压差为较大的工作环境。

关键词：微型计量螺杆泵，定转子结构参数，性能参数，蜘蛛蜂算法，PID 控制，对比验证

PERFORMANCE RESEARCH AND SYSTEM DESIGN OF MICRO METERING SCREW PUMP

ABSTRACT

Micro metering screw pumps were widely used in micro-electronic packaging processes. As the precision requirements for pump outlet flow rates became increasingly stringent, it was critically important to design a high-performance screw pump system. In this study, the theoretical flow rate formula for the screw pump was first derived based on the principles of the rotor and stator. Using the formula as a theoretical foundation, all feasible structural parameters for the screw pump's rotor and stator were determined. Through simulation, an optimal set of structural parameters was selected, and a physical prototype of the micro metering screw pump was manufactured after calculations and component selection. Finally, the correctness of the simulation results and the derived theoretical flow rate formula was verified by comparing actual experiments with simulation experiments. Additionally, to enhance the pump's performance during solution transfer, an spider wasp algorithm optimized PID control method was proposed and applied to the pump's operation. The specific work of this study is as follows:

(1) First, the key components of the screw pump, the rotor and stator, were studied. The linear relationship between them was established, and the non-overlapping interval within one stator pitch was theoretically derived using a power series expansion of the axial cross-section equations of the stator and rotor. This significantly improved sealing performance, reduced wear, and enhanced the pump's reliability. Additionally, the theoretical flow rate formula for the screw pump outlet was derived, providing a complete theoretical basis for determining the structural parameters of the screw pump, and 91 sets of feasible structural

parameters were identified;

(2) Next, a fluid simulation model of the screw pump was established. Under different conditions, the optimal set of parameters (eccentricity: 1.77 *mm*, rotor cross-sectional diameter: 8.08 *mm*, rotor pitch: 11.327 *mm*, rotor-stator clearance: 0.02 *mm*) was determined based on the variation in the pump's outlet flow rate and the forces on the rotor in the X, Y, and Z directions. The relationships between the screw pump's outlet flow rate, rotor torque, and rotor shaft power under different rotational speeds, inlet-outlet pressure differences, and solution viscosities were analyzed. The changes in the flow field velocity contours and rotor flow field pressure contours in the X, Y, and Z directions were also studied. This not only significantly improved the pump's performance and efficiency but also provided scientific guidance for practical production and laid the foundation for further research and industry technological advancement;

(3) Subsequently, the axial force of the rotor during the operation of the screw pump was calculated, and based on this indicator, suitable servo motors, reducers, and controllers were selected, and a physical prototype was constructed. The relationship between the system components was analyzed, and a complete transfer function for the flow control system was obtained. An spider wasp algorithm was proposed for PID parameter tuning. Through simulation analysis, it was found that applying the spider wasp algorithm optimized PID control method to the system significantly reduced the delay time and settling time compared to traditional PID, fuzzy PID. The response time shows significant improvement with markedly enhanced performance;

(4) Finally, experimental research was conducted on the constructed screw pump prototype. Under different rotor rotational speeds, the maximum error between the experimentally measured and simulated pump outlet flow rates was 5.667%, and both results demonstrated a proportional relationship between the pump's outlet flow rate and rotor speed. Under different pressure differences, the maximum error between the experimentally measured and simulated pump outlet flow rates was 2.6%. Three solutions with viscosities of 7 *mpas*, 80 *mpas*, and 150 *mpas*, used in the simulation experiments, were prepared. When the pump

transported these solutions under three rotor speeds and four inlet-outlet pressure differences, the experiments showed that the pump's outlet flow rate remained proportional to the rotor speed when transporting solutions of different viscosities. When the solution viscosity was approximately 80 *mpas*, the pump could effectively adapt to working environments with larger inlet-outlet pressure differences.

KEY WORDS: Micro metering screw pump, Stator-rotor structural parameters, Performance parameters, Spider wasp optimization algorithm, PID control, Comparative verification

目录

摘 要.....	I
ABSTRACT	III
插图清单.....	IX
插表清单.....	XII
第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题来源.....	1
1.2 课题的研究背景及意义.....	1
1.3 国内外研究现状.....	2
1.3.1 螺杆泵的发展.....	2
1.3.2 螺杆泵性能提升研究.....	4
1.4 研究内容与章节安排.....	5
第 2 章 微型计量螺杆泵定转子线型关系理论分析.....	8
2.1 微型计量螺杆泵的结构与基本原理.....	8
2.1.1 结构组成.....	8
2.1.2 基本原理.....	9
2.2 微型计量螺杆泵的基本参数特性.....	9
2.2.1 定转子成形原理.....	9
2.2.2 转子型线方程.....	10
2.2.3 定子型线方程.....	11
2.2.4 定转子啮合分析.....	13
2.3 微型计量螺杆泵定转子结构参数可取值分析.....	15
2.3.1 理论出口流量.....	15
2.3.2 定转子结构参数优化选择数学模型.....	15
2.3.3 定转子结构参数可取值分析.....	16
2.4 本章小结.....	16
第 3 章 微型计量螺杆泵定转子结构参数最优选择及流场模拟	17
3.1 微型计量螺杆泵流场模型建立方法.....	17
3.2 微型计量螺杆泵定转子结构参数最优选择.....	17

3.2.1 三种偏心距下螺杆泵出口流量	17
3.2.2 大偏心距下选取最优组结构参数	23
3.2.3 最优组定转子结构参数选择	28
3.2.4 定子、转子配合间隙最优选择	29
3.3 工作环境对微型计量螺杆泵性能的影响	30
3.3.1 转子转速的影响	30
3.3.2 进出口压差值的影响	34
3.3.3 输送溶液粘度的影响	37
3.4 本章小结	43
第 4 章 微型计量螺杆泵结构及控制系统设计	44
4.1 微型计量螺杆泵结构力学分析	44
4.2 微型计量螺杆泵硬件系统选型	46
4.2.1 伺服电机选型	46
4.2.2 行星减速机选型	46
4.2.3 控制器选型	47
4.3 微型计量螺杆泵流量控制系统设计	48
4.3.1 流量控制系统模型	49
4.3.2 传统 PID 控制的流量系统仿真	51
4.3.3 模糊 PID 控制的流量系统仿真	51
4.3.4 基于蜘蛛蜂算法优化 PID 控制的流量系统仿真	52
4.3.5 三种 PID 控制方法下的流量系统仿真结果对比	54
4.4 本章小结	55
第 5 章 微型计量螺杆泵实验验证与结果分析	56
5.1 微型计量螺杆泵整机实验系统搭建	56
5.2 控制系统设计	58
5.2.1 PLC 程序编写	58
5.2.2 触摸屏控制器组态	59
5.3 实验结果分析	61
5.3.1 转子转速对螺杆泵出口流量的影响	61
5.3.2 进出口压差对螺杆泵出口流量的影响	64
5.3.3 溶液粘度对螺杆泵出口流量的影响	65

5.4 本章小结	66
第 6 章 总结与展望	67
6.1 总结	67
6.2 展望	68
参考文献	69
附录	73
攻读学位期间发表的学术成果目录	79
致谢	80

插图清单

图 1-1 微型计量螺杆泵实物图.....	1
图 1-2 阿基米德泵模型图.....	2
图 1-3 单螺杆泵模型图.....	3
图 1-4 论文整体结构框图.....	6
图 2-1 微型计量螺杆泵基本结构图.....	8
图 2-2 螺杆泵转子的成形图.....	9
图 2-3 螺杆泵转子三维模型.....	9
图 2-4 螺杆泵定子的成形图.....	10
图 2-5 螺杆泵定子三维模型.....	10
图 2-6 转子横截面坐标系.....	10
图 2-7 定子横截面坐标系.....	12
图 3-1 微型计量螺杆泵流场模型.....	17
图 3-2 三种转子转速下偏心距为 0.88 mm 时螺杆泵出口流量比较图	19
图 3-3 三种转子转速下偏心距为 1.25 mm 时螺杆泵出口流量比较图	21
图 3-4 三种转子转速下偏心距为 1.77 mm 时螺杆泵出口流量比较图	22
图 3-5 60 r/min 下转子 X 方向上压力合力变化关系图	24
图 3-6 60 r/min 下转子 Y 方向上压力合力变化关系图	25
图 3-7 60 r/min 下转子 Z 方向上压力合力变化关系图	25
图 3-8 240 r/min 下转子 X 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图	26
图 3-9 240 r/min 下转子 Y 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图	26
图 3-10 240 r/min 下转子 Z 方向上压力合力变化关系图	26
图 3-11 360 r/min 下转子 X 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图	27
图 3-12 360 r/min 下转子 Y 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图	27
图 3-13 360 r/min 下转子 Z 方向上压力合力变化关系图	27
图 3-14 e 为 $1.71\text{--}1.77\text{ mm}$ 时最优一组螺杆泵出口流量变化关系图.....	28
图 3-15 不同间隙值下螺杆泵出口流量 (1)	29
图 3-16 不同间隙值下螺杆泵出口流量 (2)	30
图 3-17 六种转子转速下螺杆泵出口流量数值图.....	30
图 3-18 六种转子转速下螺杆泵出口流量比较关系图.....	31
图 3-19 六种转子转速下转子扭矩比较关系图.....	31

图 3-20 六种转子转速下转子轴功率比较关系图.....	32
图 3-21 六种转子转速下转子 X 方向上流动速度云图.....	32
图 3-22 六种转子转速下转子 Y 方向上流动速度云图.....	33
图 3-23 六种转子转速下转子 Z 方向上流动速度云图	33
图 3-24 六种转子转速下转子流场压力云图.....	34
图 3-25 四种压差下螺杆泵出口体积流量.....	34
图 3-26 四种压差下螺杆泵出口体积流量比较图.....	35
图 3-27 四种压差下转子扭矩比较图.....	35
图 3-28 四种压差下转子轴功率比较图.....	36
图 3-29 四种压差下转子 X 方向上流动速度云图.....	36
图 3-30 四种压差下转子 Y 方向上流动速度云图.....	36
图 3-31 四种压差下转子 Z 方向上流动速度云图	37
图 3-32 四种不同粘度溶液在三种转子转速下螺杆泵出口体积流量比较图.....	38
图 3-33 四种不同粘度溶液在三种转子转速下转子扭矩比较图.....	38
图 3-34 四种不同粘度溶液在三种转子转速下转子轴功率比较图.....	39
图 3-35 四种不同粘度溶液在四种进出口压差下螺杆泵出口体积流量比较图.....	40
图 3-36 四种不同粘度溶液在四种进出口压差下转子扭矩比较图.....	41
图 3-37 四种不同粘度溶液在四种进出口压差下转子轴功率比较图.....	41
图 3-38 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子 X 方向上流动速度云图.....	42
图 3-39 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子 Y 方向上流动速度云图.....	42
图 3-40 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子 Z 方向上流动速度云图	43
图 3-41 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子流场压力云图.....	43
图 4-1 搭建的微型计量螺杆泵实物图.....	47
图 4-2 螺杆泵驱动系统模型图.....	47
图 4-3 西门子 PLC	48
图 4-4 MCGS 触摸屏控制器	48
图 4-5 系统控制流程图.....	49
图 4-6 系统伯德图.....	51
图 4-7 三种 PID 控制器应用于系统模型框图	55
图 4-8 三种 PID 控制方法仿真结果对比	55
图 5-1 螺杆泵测试实验装置的实物模型图.....	56
图 5-2 螺杆泵测试用流量计实物图.....	56

图 5-3 螺杆泵接控制装置、测试装置后整体实物图.....	57
图 5-4 配比不同粘度溶液所需设备的整体实物图.....	57
图 5-5 设备组态 1.....	58
图 5-6 设备组态 2.....	58
图 5-7 PLC 程序	59
图 5-8 触摸屏组态 1.....	59
图 5-9 触摸屏组态 2.....	60
图 5-10 触摸屏控制器实物画面.....	61
图 5-11 不同转子转速下螺杆泵出口流量体积.....	61
图 5-12 螺杆泵流量反馈控制实验的装置实物模型图.....	62
图 5-13 螺杆泵流量反馈实验装置与控制系统联合搭建的实物模型图.....	62
图 5-14 流量反馈控制实验中 PID 指令的设置	63
图 5-15 流量计反馈控制实验中转速变化情况.....	63
图 5-16 流量计反馈控制实验中流量计计数情况.....	63
图 5-17 进出口压差与螺杆泵出口流量体积的关系图.....	64
图 5-18 三种粘度溶液在三种转速下螺杆泵出口流量体积.....	65
图 5-19 三种粘度溶液在四种进出口压差下螺杆泵出口流量体积.....	66

插表清单

表 2-1 螺杆泵定转子结构参数部分取值范围.....	16
表 3-1 偏心距为 0.88 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况.....	18
表 3-2 偏心距为 1.25 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况.....	19
续表 3-2 偏心距为 1.25 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况.....	20
表 3-3 偏心距为 1.77 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况.....	21
表 3-4 偏心距 1.71-1.77 mm 时最优一组螺杆泵定转子结构参数	28
表 3-5 不同间隙值下螺杆泵出口流量.....	29
表 4-1 微型计量螺杆泵中结构参数.....	44
表 4-2 伺服电机基本参数.....	46
表 4-3 减速机基本参数.....	47
表 4-4 PLC 基本参数	48
表 4-5 触摸屏的基本参数.....	48
表 4-6 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 模糊规则.....	52
表 5-1 粘度杯的技术参数.....	57
表 5-2 不同转子转速下测得的螺杆泵出口体积流量的仿真值及实验值.....	62
表 5-3 不同进出口压差下测得的仿真及实验螺杆泵出口体积流量.....	64

第 1 章 绪论

1.1 课题来源

本课题来源于企业横向项目“单螺杆泵智能计量装置集成设计及开发”，项目合同编号为：HX-2022-09-056。

1.2 课题的研究背景及意义

伴随着科学技术的迅速发展，各个行业也随之变化，尤其是在电子产品行业，其发展迅速、不断升级变化。随着微电子技术的不断更新，智能化与微型化已成为电子产品发展的主要趋势^[1]。为了提升电子产品的使用寿命并减少损坏和污染，需要对电子产品进行适当的固定和封装。在对电子产品进行封装时，保证胶液量的均匀性是一个很重要的问题^{[2][3]}。2000 年起，微型计量螺杆泵问世。微型计量螺杆泵是一种专为小流量液体（最小流量可为 0.1 ml/min ）输送而设计的泵，其能够实现小流量的精确计量、在低转速下能保持稳定的流量、可输送从稀到高粘度的液体，它在电子、食品、化工等行业中被广泛使用^[4]。图 1-1 为微型计量螺杆泵实物图。因微型计量螺杆泵的发展较晚，所以对于它的研究较少，相关研究中大部分主要集中在通过使用流体仿真模拟的方法对螺杆泵各种设计参数进行分析，研究螺杆泵容积效率、转子受到应力、转子轴功率等一些性能参数的变化规律，从而优化设计参数以提升泵的性能。对于从原理分析，仿真模拟和实验三方面对微型计量螺杆泵的最优设计缺乏较为完整的研究；对于螺杆泵在各种工况条件下其性能上的变化规律缺乏较为完整的研究。为解决这些问题，设计出一套性能优异的微型计量螺杆泵设备是非常重要的。



图 1-1 微型计量螺杆泵实物图

综上所述，本文以如何设计一个性能优异的微型计量螺杆泵为研究目标，同时探讨

出在不同工况环境下螺杆泵性能上的变化规律。通过这些研究，能够为螺杆泵的设计与应用提供科学的理论依据和技术支撑，从而促进相关领域的技术革新与行业发展。

1.3 国内外研究现状

1.3.1 螺杆泵的发展

螺杆泵主要分为两种类型：一种是基于阿基米德螺旋曲线而设计的一种螺旋曲线式螺杆泵，该泵被称阿基米德螺旋泵^{[5][6]}，图 1-2 为阿基米德泵的模型图；另一种是在 20 世纪 30 年代由法国工程师 Moineau 研发的单螺杆泵，它基于对阿基米德螺旋泵的深入研究，采用特殊型线结构设计而成^[7]，这种泵也被称为偏心式螺杆泵，图 1-3 为单螺杆泵的模型图。阿基米德螺旋泵由一个螺杆（螺旋形的叶片）和一个圆筒组成^[8]，螺杆被安置在一个倾斜放置的圆筒内，当螺杆旋转时，它可以将水从低处提升到高处。阿基米德螺旋泵的工作原理是利用了螺旋与圆筒之间的空隙形成一系列连续的封闭空间，随着螺杆的旋转，这些封闭空间依次移动，推动液体或细小颗粒状物质沿螺旋方向上升。阿基米德螺旋泵有着结构简单、运行稳定可靠等优点^[9]，但是该泵无法实现密封效果、输送溶液时其输送速度较慢，不利于需输送大量流体的工作环境。单螺杆泵利用一个旋转的螺杆（转子）与泵体内固定的螺套（定子）之间的配合来输送流体，当转子旋转时，它与定子形成多个封闭空间，这些空间随转子转动而移动，促使流体沿泵轴向前进^[10]。单螺杆泵具有适用性广、输出连续稳定以及结构简单的优点^[11]。因单螺杆泵特有的优势，其被推广应用到很多领域，例如水力驱动、石油运输、电子产品封装等。

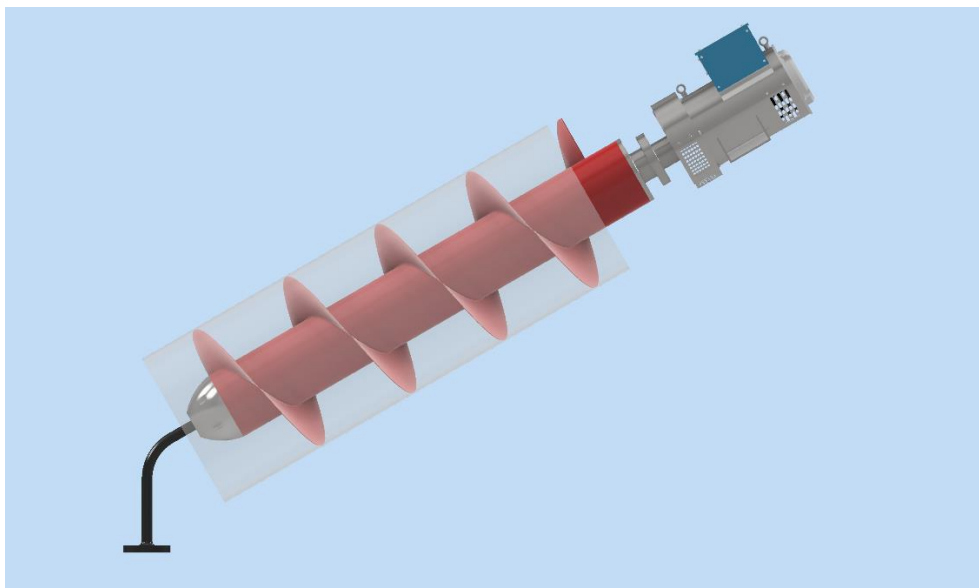


图 1-2 阿基米德泵模型图

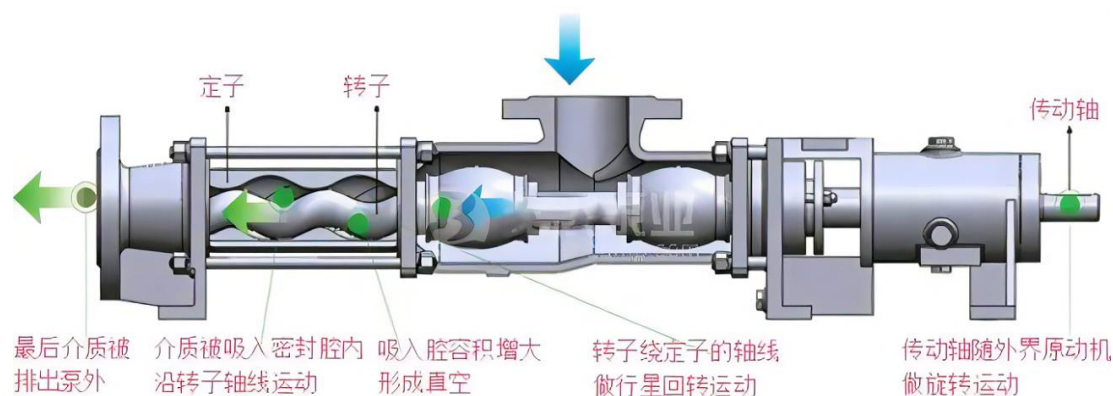


图 1-3 单螺杆泵模型图

在 20 世纪 50 年代，单螺杆泵主要被应用于水力驱动领域，其工作原理是通过水力来驱动单螺杆泵中的关键部件—金属转子，以实现钻井工程中所使用泥浆等混合流体的有效输送^[12]。在 1960 年初，前苏联研发出一套井下驱动式螺杆泵采油系统，10 年后为针对井下原油的开采又相应研制出一套新型潜油式电动驱动螺杆泵采油系统^{[13][14]}。在上世纪 80 年代，美国、德国、加拿大相继成功研发出了地面驱动采油系统，在石油开采领域普遍利用单螺杆泵的工作特性，将其应用于人工举升设备中，作为采集运输和动力执行系统的关键组成部分^{[15][16][17]}。我国对螺杆泵的研究起步较晚，直到 20 世纪 80 年代中期才从加拿大 Griffin 公司引进了地面驱动螺杆泵，并首次在大庆油田应用。自那时起，我国才开始真正认识并了解螺杆泵技术^[14]。1986 年，大庆油田采油工程研究院成立了专门的课题组，专注于采油螺杆泵系统的研发。经过多年的努力和实验，该团队成功推出了螺杆泵举升技术、地面驱动系统、专用抽油螺杆及测试诊断系统等多项核心技术。同年，沈阳机械制造公司也成功研制出了试验样机，并顺利通过了国家技术部门的鉴定^{[16][18]}。此后我国步入了螺杆泵自主研发的道路。

在当前高科技迅猛发展的背景下，螺杆泵的应用范围已经突破了传统的油田开采等大型工程项目。随着科技产品朝着小型化、轻量化以及智能化的方向演进，螺杆泵的技术和发展趋势也顺应这一潮流，逐渐向小型化、微量化和高精度方向转变^[19]。例如美国 Techcon 公司研发的 TS7000 系列螺杆泵，该泵能迅速更换螺杆、实用性很强；日本武藏 MSD-3 系列螺杆式点胶泵，该泵在运输高粘度的物料时也能保证无堵塞且高速稳定的工作；德国 ViscoTec 公司设计的 eco-PEN 系列高精密螺杆点胶泵，专为精确点胶操作而设计。该点胶泵具有优异的密封性能，在工作时运行平稳、脉冲波动小、点胶时的准确性和一致性也有着很好的表现。我国在该领域也有着很多优质产品的出现，例如迈伺特公司研发的 MEST-F2000 系列螺杆泵，该泵有着可调回吸、防止后滴的功能，可在工作时实现轻松断液；力效智能科技有限公司研发的 kinetic KTE850 系列螺杆泵，其拥有专用的

螺杆泵控制器、自主开发的 PLC 板及控制软件，原创性很强。

1.3.2 螺杆泵性能提升研究

在对于螺杆泵性能提升方面有着众多学者的研究，其研究方向有通过计算机数值模拟的方法对螺杆泵内部流场进行分析和通过对螺杆泵结构参数进行最优设计来提升螺杆泵的性能。

对于螺杆泵内部流场分析的研究：2002 年，Olivet A 等^[20]以全金属单螺杆泵为研究对象，通过流体仿真实验分析了泵在输送单相和气液两相介质时，泵的转子功率、容积效率特性曲线及内部压力分布情况。2007 年，Chen X B^[21]通过使用流体仿真的方法探究出螺杆泵在不同转速、不同压力、不同温度、不同胶液特性的工况条件下其性能参数的变化规律，为后续的实际应用提供了重要的参考价值。2008 年，Paladino E E 等^[22]利用 CFD 求解器 CFX，完成了单螺杆泵流场的三维数值模拟，并据此分析了泵的容积效率与泵压差之间的关系。2010 年，金红杰等^[23]通过对单螺杆泵腔内液压分布的数值模拟研究，获得了流场的压力分布规律以及液压对转子施加的力和扭矩。2014 年，初同龙等^[24]建立了单螺杆泵的流体域模型，并使用 Fluent 求解器对流场进行了数值模拟，得到了流体粘度、转子速度和偏心距对流场的影响规律。2016 年，Nguyen T 等^[25]通过使用仿真模拟的方法对介质粘度、泵速和压差进行研究，探究出了泵性能上的变化规律。2018 年，郑磊等^[26]通过建立漏失模型，量化分析了影响全金属螺杆泵性能的关键因素，并提出优化建议（如调整间隙、黏度及级数），为工程应用提供参考。2019，王兆强等^[27]通过 CFD 模拟，研究发现压差和间隙显著影响三螺杆泵的轴向力，合理调整这些参数可优化泵的力学性能和密封效果。2023 年，屈文涛等^[28]通过 CFD 仿真，研究分析了 GLB-500 型螺杆泵的性能影响因素，对采油工况的参数优化具有指导价值。

对于螺杆泵结构参数进行最优设计的研究：1997 年，Delpassand M S^[29]通过对螺杆泵在进行输送工作时，对其定转子的耐磨性进行研究，得出当对螺杆泵的结构参数和工作参数进行优化后，可以有效降低螺杆泵定转子之间的磨损。2001 年，师国臣等^[30]通过理论分析得出，在螺杆泵的实际工作中，定转子结构参数是影响螺杆泵工作特性的主要因素，通过合理选择螺杆泵的结构参数，可以使其具备更优的工作特性。2006 年，魏纪德等^[31]对单螺杆泵的运动学和动力学特性进行了深入分析，并通过实验方法探讨了结构参数、运行参数以及工作环境对单螺杆泵工作特性的影响规律。2008 年，江朋^[32]对螺杆泵内部流动机理进行了研究，在研究中考虑到了螺杆泵转子和定子之间的间隙并建立了仿真模型，然后对模型进行流体仿真分析，最后又通过实验验证了压力、速度和粘度分布与仿真结果的一致。2011 年，李晓芳等^[33]通过仿真模拟的方法，分析了转子在定子内部工作时，其初始位移及定转子间的接触应力如何随单螺杆泵的结构参数变化

而变化的规律。2013 年,李增亮等^[34]利用流体仿真软件分析了螺杆泵在输送不同粘度溶液时,泵的容积效率与定转子间隙的变化规律。2014 年,徐桂影^[35]从理论分析和数值模拟两个方面,研究了单螺杆泵的结构参数与举升性能之间的关系。2014 年,单丽君等^[36]通过对螺杆点胶泵结构参数为不同数值时点胶螺杆泵的三维流场问题进行了深入研究。2022 年,韩帅月等^[37]通过仿真模拟的方法,研究出转子螺距、偏心距、转子转速和进出口压差等参数对螺杆泵性能的影响,并得到一组能使螺杆泵性能更优异的结构参数之间的比值关系公式和适宜的转速区间。2023 年,韩哲^[38]通过参数分析与智能优化,提升了等壁厚单螺杆泵的密封性和可靠性,为工程设计与性能改进提供了有效方法。

在螺杆泵性能提升方面,每位学者都做出了很重要的研究成果,但是依然存有略微不足之处:(1)缺乏从理论分析、仿真模拟、实验研究三方面制造出一个最优的螺杆泵的完整性研究;(2)缺乏对螺杆泵在各种工况条件下,其性能表现的完整性研究。

1.4 研究内容与章节安排

本文主要章节内容安排如下,图 1-4 为论文整体结构框图:

(1) 微型计量螺杆泵国内外研究现状及总结

第 1 章主要介绍课题研究的背景及意义、总结螺杆泵发展及螺杆泵性能提升研究的国内外研究现状。

(2) 微型计量螺杆泵定转子线型关系理论分析

第 2 章先介绍微型计量螺杆泵的主要结构组成及工作原理,然后对螺杆泵中关键部件转子和定子的线型关系进行研究,分析其密封性、推导出泵出口的理论流量公式。最后,根据理论流量公式、结合实际应用需求、定转子结构参数之间的关系,确定出螺杆泵定转子结构参数可取值的所有组情况。

(3) 微型计量螺杆泵定转子结构参数最优选择及流场模拟

第 3 章先对在第 2 章中得到的满足条件的螺杆泵定转子结构参数建立仿真模型,根据不同偏心距情况,以螺杆泵出口流量或转子在 X、Y、Z 三个方向上的受力为判断指标,选择出最优的一组偏心距、转子截面圆直径、转子螺距、定转子间隙的具体数值。最后分析最优组螺杆泵模型在不同转速、不同进出口压差、不同粘度溶液三种情况下,螺杆泵出口流量、转子扭矩、转子轴功率的变化关系,同时分析转子在 X、Y、Z 三个方向上的流动速度云图以及转子的流场压力云图变化的关系。

(4) 微型计量螺杆泵结构及控制系统设计

第 4 章以在第 3 章中选择出的最优组螺杆泵定转子结构参数,结合实际应用,计算出转子轴向力。并根据转子轴向力选型出合适的伺服电机、减速机以及控制器。详细分析伺服电机中电压、电流与转速之间的关系,将螺杆泵出口流量公式中的转子转速替换

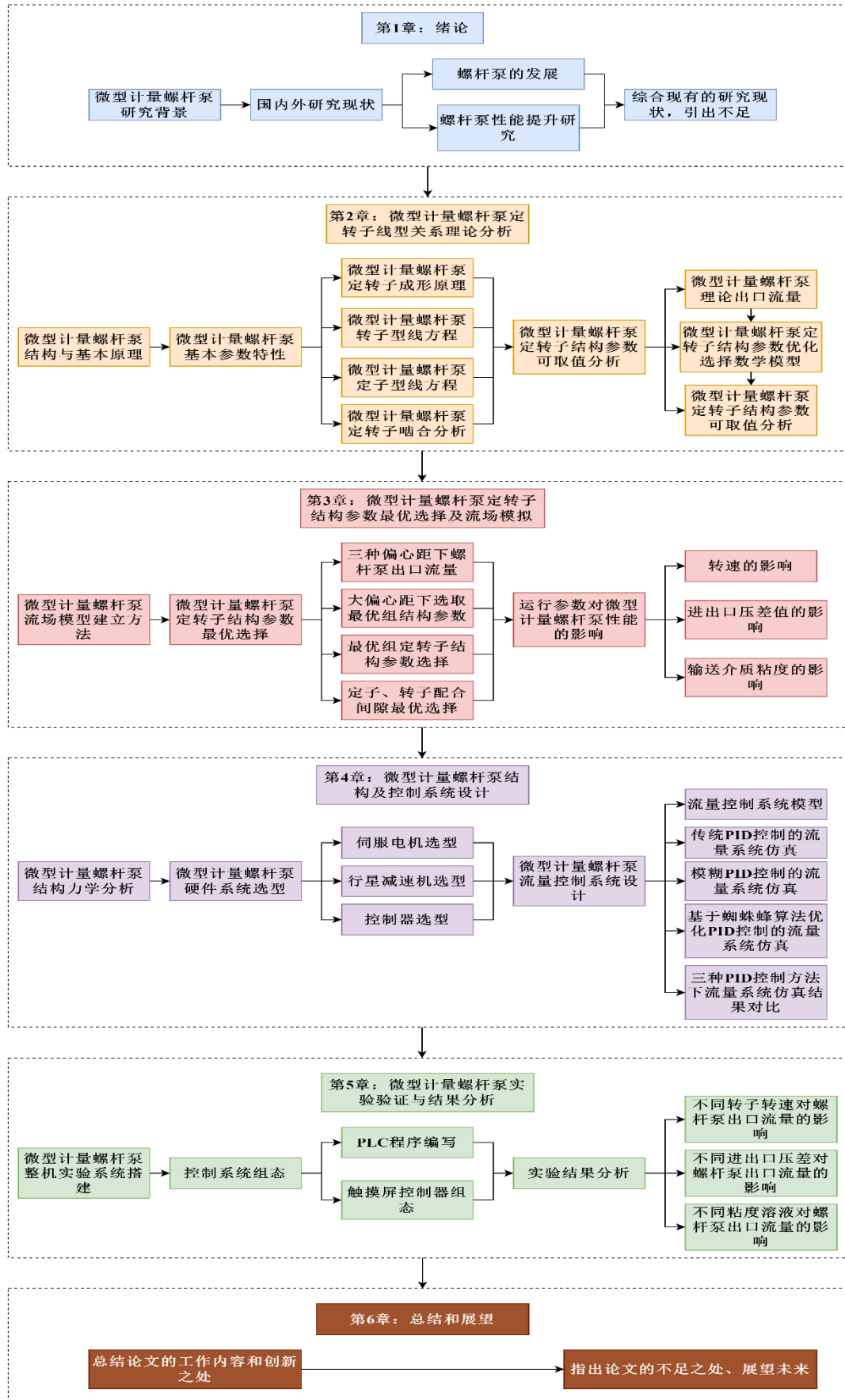


图 1-4 论文整体结构框图

为电机的转速，得到一个完整的流量控制系统的传递函数。分析传递函数，发现其稳定性较差，为解决这一问题，采用传统 PID、模糊 PID、蜘蛛蜂算法优化 PID 控制的方法应用于泵的出口流量的调节之中。由仿真结果可知，将蜘蛛蜂算法优化 PID 控制的方法应用于泵的出口流量的调节之中，相比于传统 PID、模糊 PID 的方法，它能取得更优的效果。

（5）微型计量螺杆泵实验验证与结果分析

第 5 章主要是对搭建好的螺杆泵实物进行实验研究，先对用到的流量计、压力表、阀门、粘度杯、羧甲基纤维素钠进行描述，然后对控制系统进行组态，最后通过分析在不同转子转速下螺杆泵出口流量的变化关系、不同进出口压差下螺杆泵出口流量的变化关系、不同粘度溶液下螺杆泵出口流量的关系，证明了仿真及理论流量公式的正确性，同时也为该泵的实际应用提供了重要的参考价值。

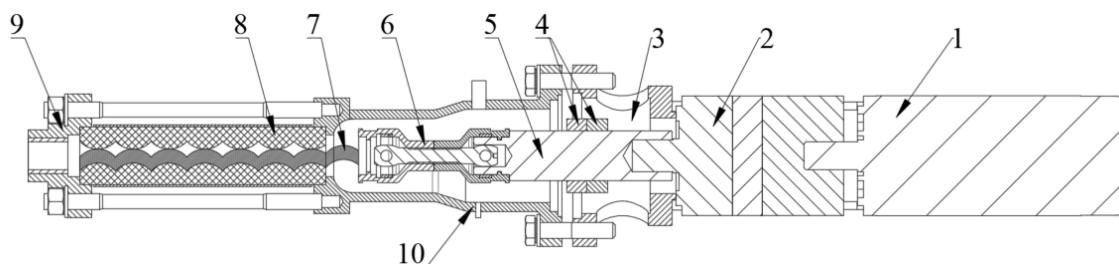
第2章 微型计量螺杆泵定转子线型关系理论分析

转子和定子作为微型计量螺杆泵中的关键部件，对螺杆泵的性能有着直接影响。通过深入研究定转子之间的几何关系，不仅可以揭示泵内部流体的运动规律，还能为后续的结构参数优化和性能提升提供理论依据。

2.1 微型计量螺杆泵的结构与基本原理

2.1.1 结构组成

微型计量螺杆泵的基本结构如图 2-1 所示：



1-伺服电机；2-减速机；3-直连架；4-密封件；5-传动轴；6-万向节；7-转子；8-定子；9-出口短接；10-进口腔体

图 2-1 微型计量螺杆泵基本结构图

(1) 伺服电机与减速机：伺服电机为泵的运动提供动力。当电机额定转矩低于螺杆泵转子的驱动力矩时，可安装减速机以起到增矩的作用；

(2) 密封件：为了防止泵内的介质向外泄漏，通常会在传动端附近安装密封装置。这种密封一般采用机械密封或填料密封的方式；

(3) 传动轴与万向节：传动轴作为动力传递部件，负责将电机产生的动力传输至泵的转子。由于泵在工作时，其转子进行的是行星运动，导致转子的轴线与动力源的轴线不在同一直线上，因此需要安装万向节来实现不同轴线间角度的动力传递^[39]，使动力源能在行星运动中驱动转子转动；

(4) 定子与转子：单螺杆泵核心部件是一对相互啮合的转子和定子^[40]。转子通常是一根经过特殊设计的螺杆，它具有一个连续的螺旋形的凹槽；定子通常是包围着转子的弹性体，通常由橡胶或其他耐磨材料制成，定子内部有一个双螺旋形状的孔道，该孔道与转子的外表面紧密配合但留有一定的间隙。定子的主要功能是提供一个密封环境，使得由转子形成的腔室能够有效地保持住液体，并且保证液体只能按照预定的方向流动^[41]。同时，定子也起到支撑作用，确保转子稳定地旋转而不会发生径向偏移；

(5) 直连架、进口腔体、出口短接：作为螺杆泵中的结构零件，起到连接、紧固的作用。

2.1.2 基本原理

在微型计量螺杆泵中，主要的工作部件为转子和定子。定子的内表面与转子的外表面构成了一对能够相互啮合且密封的共轭面，这些密封面形成的腔体能够沿着轴线方向移动。当将转子安装在定子内部时，转子表面与定子内表面之间会形成一系列独立的封闭腔室。在转子的任意横截面上，都可以观察到被分隔成的两个类似月牙形状的封闭腔室^[42]。当电机驱动转子旋转时，转子会围绕定子的轴线进行行星式的转动^[43]。

随着转子的不断转动，转子上的螺旋结构会推动液体沿着轴向移动。溶液会通过一个个密封腔移动到定子的另一端，最后排出溶液。转子每旋转一圈，溶液在密封腔内就会前进一个密封腔（一个转子螺距 t ）的距离。

2.2 微型计量螺杆泵的基本参数特性

2.2.1 定转子成形原理

转子的成形如图 2-2 所示。转子横截面是一半径为 R 的圆，转子整体的形成可以理解为由转子横截面圆沿着半径为 e （ e 为转子偏心距）、螺距为 t 的螺旋线扫描而成^[44]。转子的三维模型如图 2-3 所示。

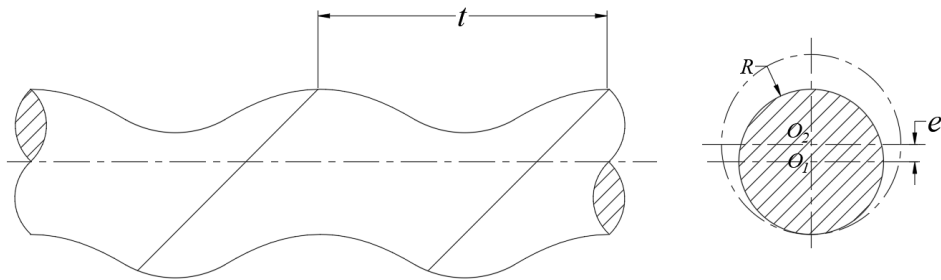


图 2-2 螺杆泵转子的成形图

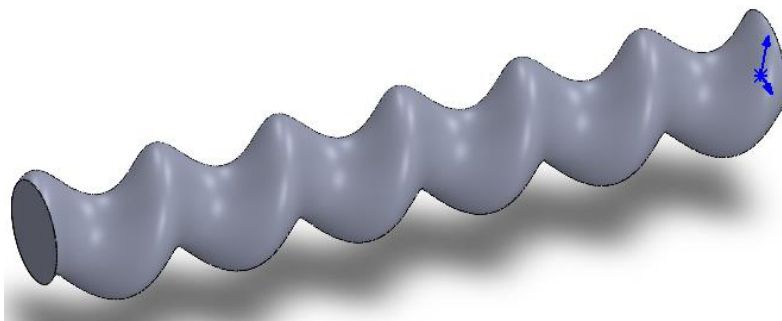


图 2-3 螺杆泵转子三维模型

定子的成形如图 2-4 所示。定子主体结构为实心圆柱体，内部由一双螺旋面（螺旋面的横截面是由半径等于转子半径 R 的两个半圆弧形和长为 $4e$ 、宽为 $2R$ 的长方形构成）沿着半径为 R_1 （ $R_1 = 4e + 2R$ ）、螺距为 T （ $T = 2t$ ）的螺旋线扫描切除而成^[45]。图 2-5 为螺杆泵定子的三维模型。

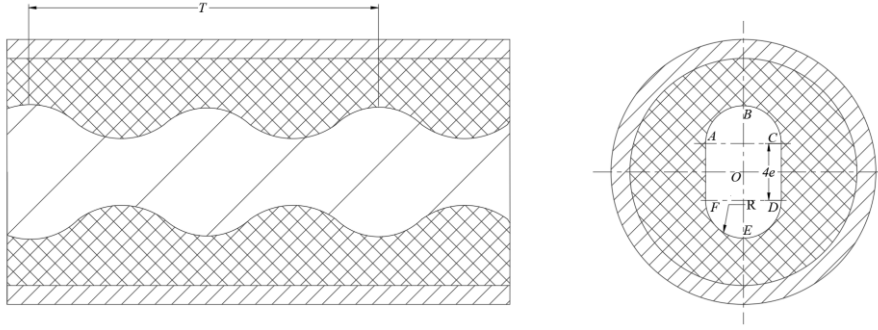


图 2-4 螺杆泵定子的成形图

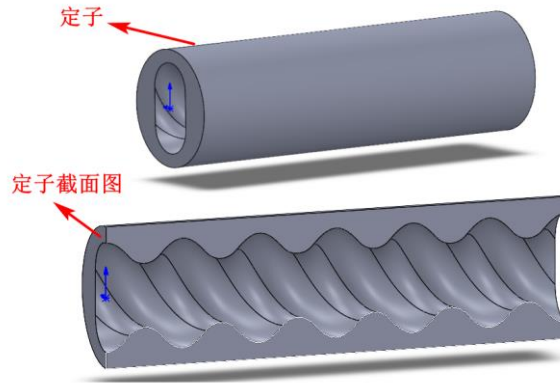


图 2-5 螺杆泵定子三维模型

2.2.2 转子型线方程

转子横截面坐标系如图 2-6 所示， O_2XYZ 为定坐标系、 $O_1X_1Y_1Z_1$ 为动坐标系、 O_1Z 轴和 O_2Z 轴垂直纸面。圆 O_1 为转子横截圆的圆心、 O_1O_2 距离为转子偏心距 e 。

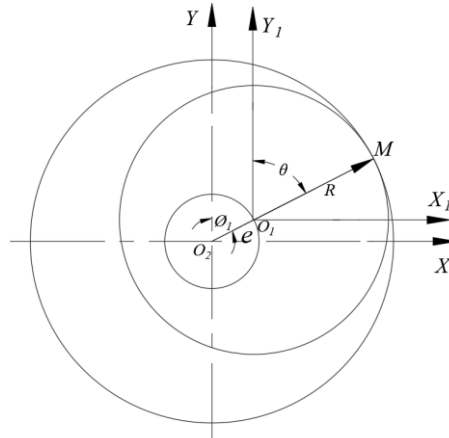


图 2-6 转子横截面坐标系

转子外表面点 $M(X_1, Y_1)$ 在动坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 内的位置可表示为式 (2-1)：

$$\begin{cases} X_1 = R \sin \theta \\ Y_1 = R \cos \theta \end{cases} \quad (2-1)$$

O_1 在定坐标系 O_2XYZ 内的位置可表示为式 (2-2)：

$$\begin{cases} X_{O1} = e \sin \phi_1 \\ Y_{O1} = e \cos \phi_1 \\ Z_{O1} = \frac{t}{2\pi} \phi_1 \end{cases} \quad (2-2)$$

式(2-2)中 ϕ_1 表示 O_1O_2 与 Y 轴的夹角。转子的齿形曲线在定坐标系 O_2XYZ 内的表达可如式(2-3)所示:

$$\begin{cases} X = R \sin \theta + e \sin \phi_1 \\ Y = R \cos \theta + e \cos \phi_1 \\ Z = \frac{t}{2\pi} \phi_1 \end{cases} \quad (2-3)$$

当 $X = 0$ 时,此时为转子的轴截面 YOZ ,同时还有如下公式推导:

$$R \sin \theta + e \sin \phi_1 = 0$$

即:

$$\sin \theta = -\frac{e}{R} \sin \phi_1$$

故有:

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} = \sqrt{1 - \left(-\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^2} \quad (2-4)$$

将式(2-4)代入式(2-3)后得到转子在 YOZ 处的截面方程式(2-5):

$$\begin{cases} Y = R \sqrt{1 - \left(-\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^2} + e \cos \phi_1 \\ Z = \frac{t}{2\pi} \phi_1 \end{cases} \quad (2-5)$$

将式(2-5)中的 $\sqrt{1 - \left(-\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^2}$ 展开成幂级数并取前四项:

$$\sqrt{1 - \left(-\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^2} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{e}{R} \sin \phi_1\right)^6$$

为便于计算,取展开式的前两项并代入式(2-5)中得到转子截面方程的简式(2-6):

$$\begin{cases} Y = R - \frac{e^2}{2R} (\sin \phi_1)^2 + e \cos \phi_1 \\ Z = \frac{t}{2\pi} \phi_1 \end{cases} \quad (2-6)$$

2.2.3 定子型线方程

定子横截面坐标系如图2-7所示, $OXYZ$ 为定坐标系、 $OX_1Y_1Z_1$ 为动坐标系。在动坐标系中定子齿形曲线段(ABC 、 DEF)处的任意点 $M(X_1, Y_1)$ 其位置表达方程式可如式(2-7)所示:

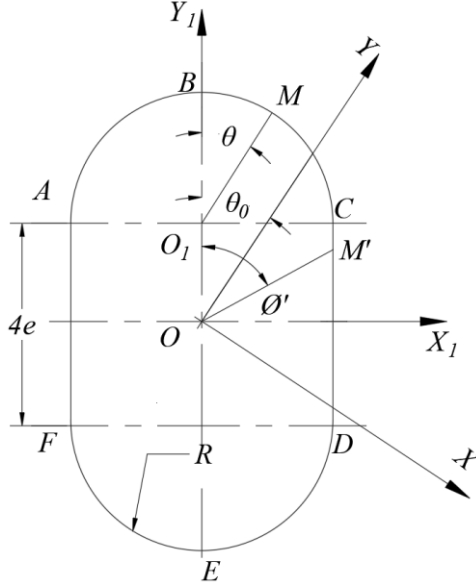


图 2-7 定子横截面坐标系

$$\begin{cases} X_1 = R \sin \theta \\ Y_1 = R \cos \theta + 2e \end{cases} \quad (2-7)$$

式(2-7)中 θ 为 MO_1 与 Y_1 轴的夹角。当动坐标系绕垂直与纸面方向的定子轴心线 OZ 转动 θ_0 时,得方程式(2-8)。

$$\begin{cases} X = X_1 \cos \theta_0 - Y_1 \sin \theta_0 \\ Y = X_1 \sin \theta_0 + Y_1 \cos \theta_0 \\ Z = \frac{T}{2\pi} \theta_0 \end{cases} \quad (2-8)$$

将式(2-7)代入式(2-8)后得到定子齿形曲线方程式(2-9)：

$$\begin{cases} X = R \sin \theta \cos \theta_0 - R \cos \theta \sin \theta_0 - 2e \sin \theta_0 = R \sin(\theta - \theta_0) - 2e \sin \theta_0 \\ Y = R \sin \theta \sin \theta_0 + R \cos \theta \cos \theta_0 + 2e \cos \theta_0 = R \cos(\theta - \theta_0) + 2e \cos \theta_0 \\ Z = \frac{T}{2\pi} \theta_0 \end{cases} \quad (2-9)$$

式(2-9)中 θ 、 θ_0 满足： $-\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$ 、 $0 \leq \theta_0 \leq 2\pi n$ (n 为整数)。当 $X = 0$ 时,表示为定子的轴截面 YOZ ,同时有以下公式推导：

$$\sin(\theta - \theta_0) = \frac{2e}{R} \sin \theta_0$$

推出式(2-10)：

$$\cos(\theta - \theta_0) = \sqrt{1 - \left(\frac{2e}{R} \sin \theta_0\right)^2} \quad (2-10)$$

将式(2-10)代入式(2-9)得式(2-11)：

$$\begin{cases} Y = R\sqrt{1 - \left(\frac{2e}{R}\sin\theta_0\right)^2} + 2e\cos\theta_0 \\ Z = \frac{T}{2\pi}\theta_0 \end{cases} \quad (2-11)$$

将式 (2-11) 中的 $\sqrt{1 - \left(\frac{2e}{R}\sin\theta_0\right)^2}$ 展开成幂级数并取前四项：

$$\sqrt{1 - \left(\frac{2e}{R}\sin\theta_0\right)^2} = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{2e}{R}\sin\theta_0\right)^2 - \frac{1}{8}\left(\frac{2e}{R}\sin\theta_0\right)^4 - \frac{1}{16}\left(\frac{2e}{R}\sin\theta_0\right)^6$$

为便于计算，取展开式的前两项并代入式 (2-11) 中得到定子曲线阶段的轴截面方程简式 (2-12)：

$$\begin{cases} Y = R - \frac{2e^2}{R}(\sin\theta_0)^2 + 2e\cos\theta_0 \\ Z = \frac{T}{2\pi}\theta_0 \end{cases} \quad (2-12)$$

图 2-7 中定子直线段 (CD 、 AF) 上的任意点 M' 其坐标表示可如式 (2-13) 所示：

$$\begin{cases} X_1 = R \\ Y_1 = R\cot\phi' \end{cases} \quad (2-13)$$

将式 (2-13) 代入式 (2-8) 得式 (2-14)：

$$\begin{cases} X = R\cos\theta_0 - R\cot\phi'\sin\theta_0 \\ Y = R\sin\theta_0 + R\cot\phi'\cos\theta_0 \\ Z = \frac{T}{2\pi}\theta_0 \end{cases} \quad (2-14)$$

式 (2-14) 中 θ_0 满足： $\arctan\left(\frac{R}{2e}\right) \leq \theta_0 \leq \arctan\left(\frac{R}{2e}\right) + \frac{\pi}{2}$ ； $0 \leq \theta_0 \leq 2\pi n$, n 为整

数。当 $X = 0$ 时表示为定子的轴截面 YOZ ，为求此可知有：

$$\cos\theta_0 = \cot\phi'\sin\theta_0$$

由此还可推出式 (2-15)：

$$\cot\phi' = \frac{\cos\theta_0}{\sin\theta_0} \quad (2-15)$$

将式 (2-15) 代入式 (2-14) 中得式 (2-16)：

$$\begin{cases} Y = R\sin\theta_0 + R\frac{\cos\theta_0}{\sin\theta_0}\cos\theta_0 = \frac{R}{\sin\theta_0} \\ Z = \frac{T}{2\pi}\theta_0 \end{cases} \quad (2-16)$$

2.2.4 定转子啮合分析

由转子和定子的轴截面方程式可知有：

$$Z = \frac{t}{2\pi}\phi_1 = \frac{T}{2\pi}\theta_0$$

固定子螺距（ T ）为转子螺距（ t ）的两倍，故有式（2-17）：

$$\phi_1 = 2\theta_0 \quad (2-17)$$

将转子和定子的轴截面方程绘制在同一坐标系中。方程式中 $\sqrt{1 - \left(-\frac{e}{R}\sin\phi_1\right)^2}$ ，因为 $\left(-\frac{e}{R}\sin\phi_1\right)^2$ 由参数间关系可假定认为 $\sqrt{1 - \left(-\frac{e}{R}\sin\phi_1\right)^2} \approx 1$ ，再结合式（2-17）后可得式（2-18）：

$$\begin{cases} Y = R + e \cos 2\theta_0 \\ Z = \frac{t}{\pi} \theta_0 \end{cases} \quad (2-18)$$

考虑到转子中心线和定子中心线的位移为 e ，则当定子型线为曲线或直线段时会满足如下方程：

（1）曲线段：

$$\Delta Y_{\text{曲线}} = R - \frac{2e^2}{R} (\sin\theta_0)^2 + 2e \cos\theta_0 - (R + e \cos 2\theta_0) - e$$

化简可得：

$$\Delta Y_{\text{曲线}} = 2e \cos\theta_0 - \frac{2e}{R} (R - e) (\cos\theta_0)^2 - \frac{2e^2}{R}$$

当 $\Delta Y_{\text{曲线}} = 0$ 时，有：

$$\cos\theta_0 = \frac{R \pm (R - 2e)}{2(R - e)}$$

由该式可推出如式（2-19）所示的 θ_0 取值情况：

$$\begin{cases} (\cos\theta_0)_{\min} = \frac{R - (R - 2e)}{2(R - e)} = \frac{e}{R - e}, \theta_{0\max} = \arccos \frac{e}{R - e} \\ (\cos\theta_0)_{\max} = \frac{R + (R - 2e)}{2(R - e)} = 1, \theta_{0\min} = 0 \end{cases} \quad (2-19)$$

当 $0 \leq \theta_0 \leq \arccos \frac{e}{R - e}$ 时，转子和定子的齿形线重合；当 $\theta_0 > \arccos \frac{e}{R - e}$ 时，

两条曲线分离，此时定子的齿形线为直线段。

（2）直线段：

$$\Delta Y_{\text{直线}} = \frac{R}{\sin\theta_0} - (R + e \cos 2\theta_0) - e = (1 - \sin\theta_0) \left[\frac{R}{\sin\theta_0} - 2e(1 + \sin^2\theta_0) \right]$$

当 $\Delta Y_{\text{直线}} = 0$ 时，由在 2.2.3 中推出的 θ_0 应满足： $\theta_0 > \arctan\left(\frac{R}{2e}\right)$ ，因此 θ_0 只存在

唯一解，即： $\theta_0 = \frac{\pi}{2}$ 。

综上可推出式（2-20）所示的转子和定子在一个定子螺距内的不重合区间：

$$\begin{cases} \arccos \frac{e}{R-e} < \theta_0 < \frac{\pi}{2} \\ \frac{\pi}{2} < \theta_0 < \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{e}{R-e} \\ \pi + \arccos \frac{e}{R-e} < \theta_0 < \frac{3\pi}{2} \\ \frac{3\pi}{2} < \theta_0 < \frac{3\pi}{2} + \arccos \frac{e}{R-e} \end{cases} \quad (2-20)$$

2.3 微型计量螺杆泵定转子结构参数可取值分析

2.3.1 理论出口流量

当转子旋转一周时，泵的出口流量理论上应为一个密封腔体内所存有溶液的体积，可定义为在一个转子螺距下定子和转子的接触面处的体积差值^[46]。其理论流量值可如式（2-21）所示，式中 Q_1 表示转子旋转一圈时螺杆泵所排出的体积流量、 D 为转子横截面圆直径：

$$Q_1 = (4e \times 2R + \pi R^2 - \pi R^2) \times t = 4eDt \quad (2-21)$$

考虑转子转速和单位间换算可得到式（2-22）：

$$Q = \frac{eDtn}{15000} \quad (2-22)$$

式中： Q 为螺杆泵出口流量； n 为转子转速。

2.3.2 定转子结构参数优化选择数学模型

本文根据一组企业工况要求（转子旋转一圈螺杆泵排出流量为 0.648 ml），选择出合适的定子、转子的结构参数，并以此来设计一个微型计量螺杆泵。

由工况要求和式（2-21）可推出式（2-23）：

$$eDt = 162 \quad (2-23)$$

结构参数 e 、 D 、 t 之间满足 $e < D < t$ 、 $e < 0.5D$ ；为便于后续的实际加工，本文定义 e 、 D 取值最多保留在小数点后两位， t 取值最多保留在小数点后三位；结构参数之间还存有一定的数值关系，其数值间的关系本文借鉴由俄罗斯制定的螺杆泵设计标准^[47]，式（2-24）为俄罗斯关于螺杆泵定转子结构参数的设计标准的表达形式：

$$\begin{cases} 0.1D \leq e \leq 0.22D \\ 1.4D \leq t \leq 2.5D \end{cases} \quad (2-24)$$

设计变量 $X = [x_1, x_2, x_3]^T = [e, D, t]^T$ ；根据式（2-23）、（2-24），确定目标函数如式（2-25）所示、约束条件如式（2-26）所示：

$$\min f(X) = (x_1 x_2 x_3 - 162)^2 \quad (2-25)$$

$$\begin{cases} 0.1x_2 - x_1 \leq 0 \\ x_1 - 0.22x_2 \leq 0 \\ 1.4x_2 - x_3 \leq 0 \\ x_3 - 2.5x_2 \leq 0 \end{cases} \quad (2-26)$$

2.3.3 定转子结构参数可取值分析

通过计算 2.3.2 中建立的模型方程, 得出如表 2-1 所示的螺杆泵定转子结构参数可取值范围情况。附录为螺杆泵定转子结构参数可取值的所有情况。由表 2-1 可知, x_1 取值范围为 0.87—1.77 间隔为 0.01; 当 x_1 取值为 0.87 时, x_2 取值范围为 8.64—8.70 间隔为 0.01, 当 x_2 取值为 8.64 时 x_3 取值为 21.552、当 x_2 取值为 8.70 时 x_3 取值为 21.403。

表 2-1 螺杆泵定转子结构参数部分取值范围

组数	$x_1(e)$	$x_2(D)$	$x_3(t)$
1	0.87	Max:8.70	21.403
		Min:8.64	21.552
2	0.88	Max:8.80	20.919
		Min:8.59	21.431
3	0.89	Max:8.90	20.452
		Min:8.54	21.314
⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮
89	1.75	Max:8.13	11.386
		Min:7.95	11.644
90	1.76	Max:8.10	11.364
		Min:8.00	11.506
91	1.77	Max:8.08	11.327
		Min:8.05	11.370

2.4 本章小结

本章先介绍微型计量螺杆泵的主要结构组成及工作原理; 然后对螺杆泵中关键部件转子和定子的线型关系进行研究, 分析其密封性, 得出转子和定子在一个定子螺距内的不重合区间; 推导出螺杆泵出口的理论流量公式, 并根据公式、结合实际应用需求、定转子结构参数之间的关系, 确定出定转子结构参数可取值的 91 组情况。

第3章 微型计量螺杆泵定转子结构参数最优选择及流场模拟

当完成螺杆泵定转子线型关系的理论分析后,对定转子的结构参数的最优选择、研究其流场特性成为提升泵性能的关键步骤。

3.1 微型计量螺杆泵流场模型建立方法

在微型计量螺杆泵中,转子外表面、定子内螺旋面、泵进出口端面构成的封闭区域是微型计量螺杆泵的流体域^[48]。图 3-1 为一个微型计量螺杆泵的流场模型,对于进出口处网格的划分采用二叉树笛卡尔网格划分的方法^[49]、对于定子转子处网格的划分采用生成转子区域流体域网格划分的方法。

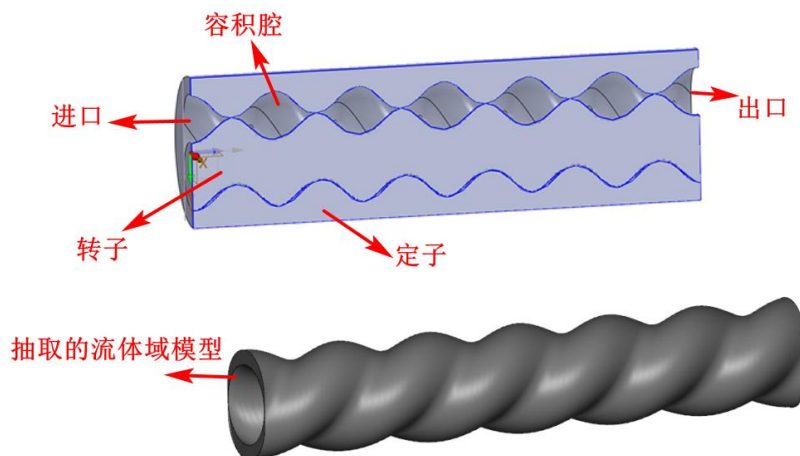


图 3-1 微型计量螺杆泵流场模型

3.2 微型计量螺杆泵定转子结构参数最优选择

为研究偏心距、转子截面圆直径、转子螺距对螺杆泵出口流量的影响。本文选取偏心距数值为最小、中间、最大值附近时(即偏心距数值为: 0.88 mm 、 1.25 mm 、 1.77 mm)，螺杆泵定转子结构参数可取值的所有情况进行仿真试验研究。本文将需仿真的流体模型均设置为三级泵(1个定子导程为1级,即泵共有六个容积腔)。

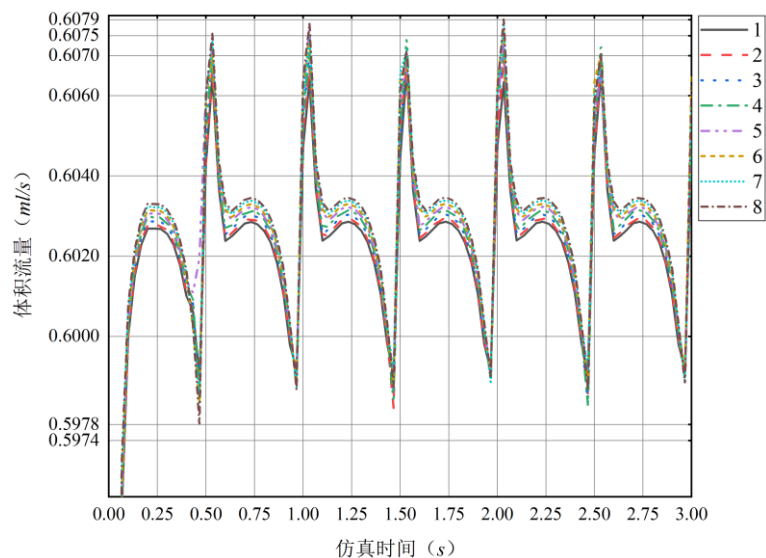
3.2.1 三种偏心距下螺杆泵出口流量

由于转子加工误差、定子开模误差、装配误差以及定子磨损等因素,微型计量螺杆泵在实际生产时,其中的定转子通常为间隙配合,即定转子存在间隙^[50]。本文在进行流体仿真时,先将所有组螺杆泵定转子间隙定义为 0.05 mm 。同时,为更好寻找结构参数与泵的出口流量之间的关系,在仿真软件上设置转子转速为 60 r/min 、 240 r/min 、 360 r/min (这三种转速下螺杆泵出口理论流量分别为 0.648 ml/s 、 2.592 ml/s 、 3.888 ml/s);转子转数为3、迭代次数为30;流动模型为湍流;泵输送水介质(动力粘度为 1 mpas),介质温度为 25°C ;进口压力为1个标准大气压,进出口压差为0。

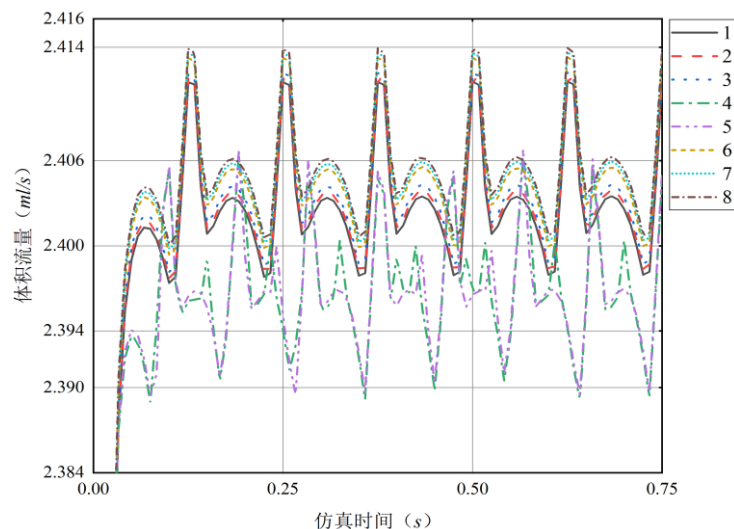
表 3-1 为偏心距在 0.88 mm 时，转子截面圆直径、转子螺距可取值的情况。图 3-2 为在三种转子转速下螺杆泵出口流量比较图。由图 3-2 可知：三种转子转速下，制成的螺杆泵最大出口流量分别约在 0.603 ml/s 、 2.406 ml/s 、 3.604 ml/s ；由图 3-2 中的(a)图和(c)图可知，随着 D 越大、 t 越小时，螺杆泵的出口流量会逐渐变大，虽然在(b)图中不能很好的体现出来，不过仍然能表示当 D 取最大值、 t 取最小值时，其制成的螺杆泵出口流量能达到最大。

表 3-1 偏心距为 0.88 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况

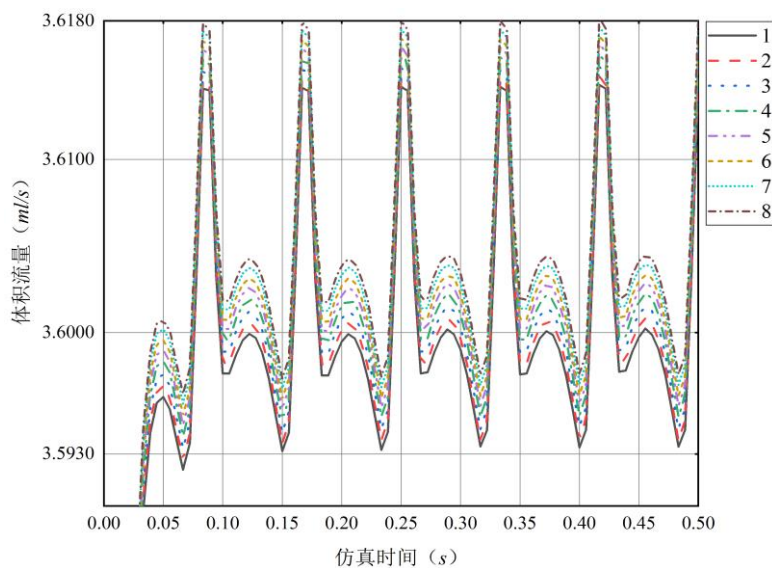
组数	D	t
1	8.59	21.431
2	8.62	21.356
3	8.65	21.282
4	8.68	21.209
5	8.71	21.136
6	8.74	21.063
7	8.77	20.991
8	8.80	20.919



(a) 60 r/min 时体积流量



(b) 240 r/min 时体积流量



(c) 360 r/min 时体积流量

图 3-2 三种转子转速下偏心距为 0.88 mm 时螺杆泵出口流量比较图

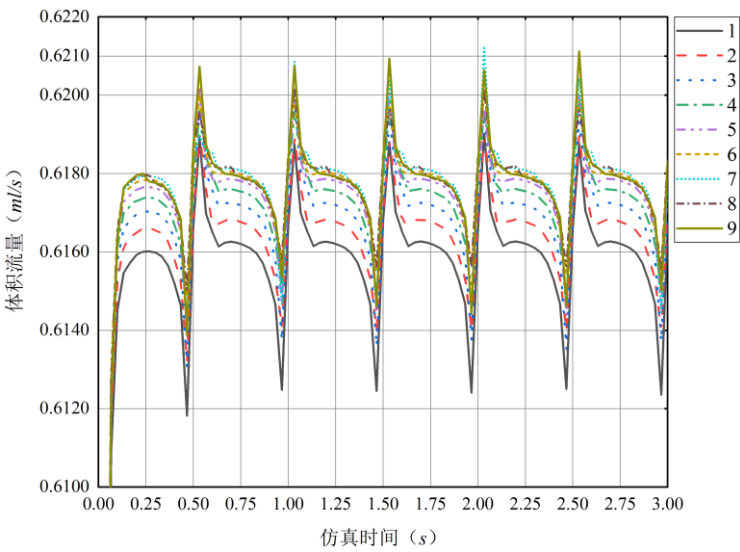
表 3-2 为偏心距在 1.25 mm 时，转子截面圆直径、转子螺距可取值的情况。图 3-3 为以在该偏心距尺寸下制成的螺杆泵在三种转子转速下泵的出口流量比较图。由图 3-3 可知：三种转子转速下，制成的螺杆泵最大出口流量分别约在 0.618 ml/s、2.471 ml/s、3.697 ml/s；随着 D 越大、 t 越小时，螺杆泵的出口流量会逐渐变大。

表 3-2 偏心距为 1.25 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况

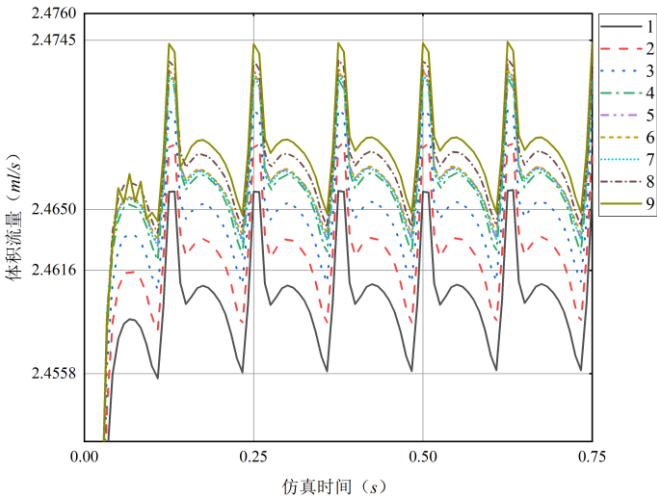
组数	D	t
1	7.20	18.000
2	7.50	17.280
3	7.80	16.615

续表 3-2 偏心距为 1.25 mm时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况

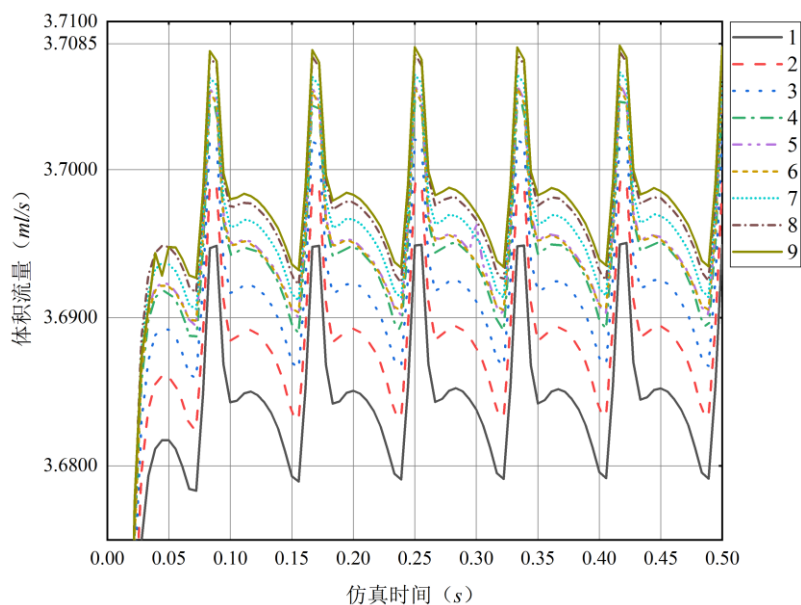
组数	D	t
4	8.10	16.000
5	8.40	15.429
6	8.70	14.897
7	9.00	14.400
8	9.30	13.935
9	9.62	13.472



(a) 60 r/min 时体积流量



(b) 240 r/min 时体积流量



(c) 360 r/min 时体积流量

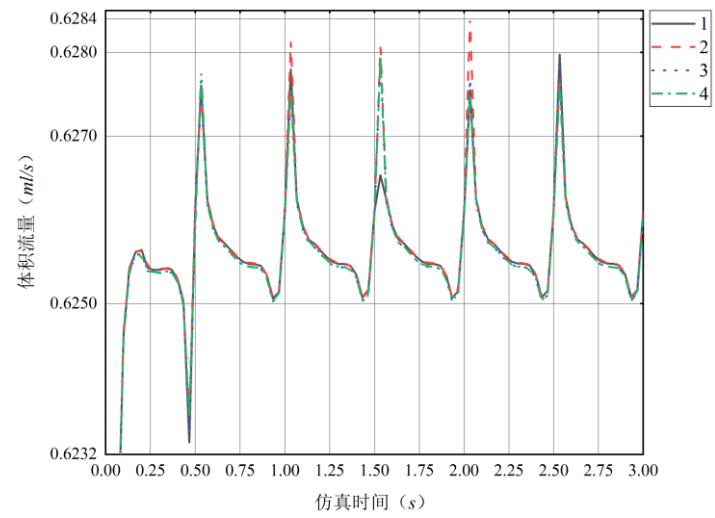
图 3-3 三种转子转速下偏心距为 1.25 mm 时螺杆泵出口流量比较图

由在上述两种偏心距下制成的螺杆泵的出口流量变化关系可知：（1）不同转子转速下的螺杆泵出口流量数值存在和转速之间相同的比例关系；（2）随着偏心距的增大，制成的螺杆泵出口流量也会变大；（3）当偏心距一定时，随着 D 越大、 t 越小时，螺杆泵出口流量会逐渐变大

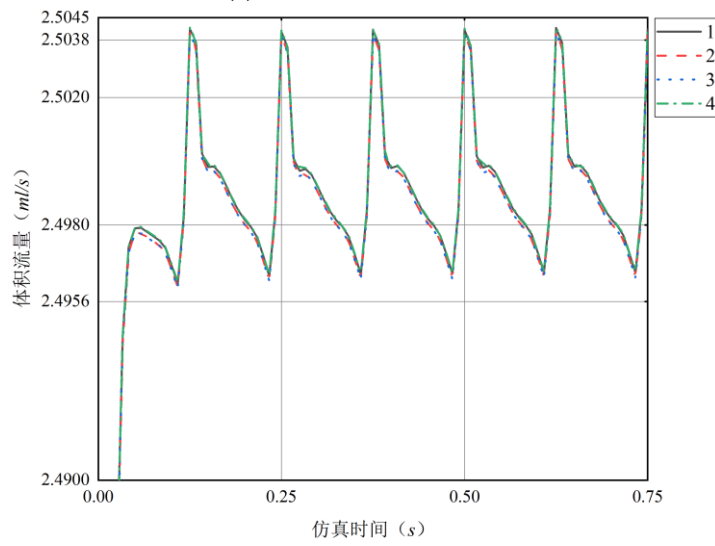
表 3-3 为偏心距在 1.77 mm 时， D 、 t 可取值的所有情况。图 3-4 为以在该偏心距尺寸下制成的螺杆泵在三种转子转速下泵的出口流量比较图。由图 3-4 可知，三种转子转速下，制成的螺杆泵其最大出口流量分别约在 0.627 ml/s、2.5 ml/s、3.748 ml/s。同时由图可知，上述结论（1）和（2）的准确性。但对于结论（3）无法很好的进行证明。下节将从由在该偏心距下可取值结构参数而设计的螺杆泵，在工作时其转子所受力的情况进行比较分析。

表 3-3 偏心距为 1.77 mm 时转子截面圆直径、转子螺距可取值情况

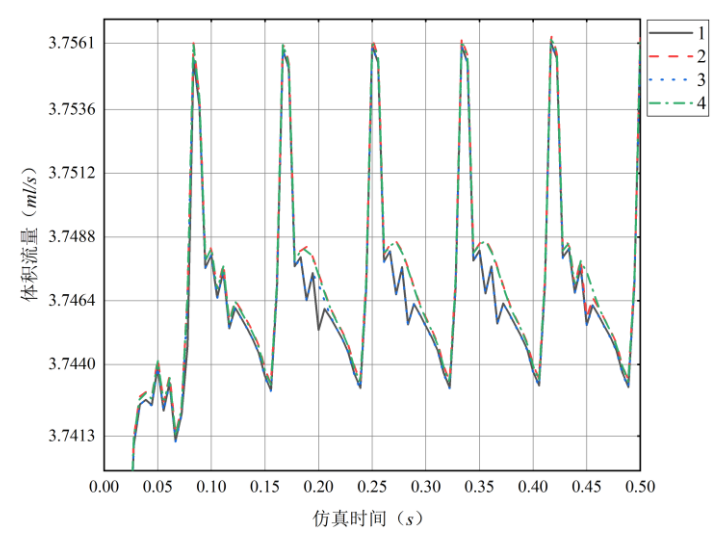
组数	D	t
1	8.05	11.370
2	8.06	11.356
3	8.07	11.341
4	8.08	11.327



(a) 60 r/min 时体积流量



(b) 240 r/min 时体积流量



(c) 360 r/min 时体积流量

图 3-4 三种转子转速下偏心距为 1.77 mm 时螺杆泵出口流量比较图

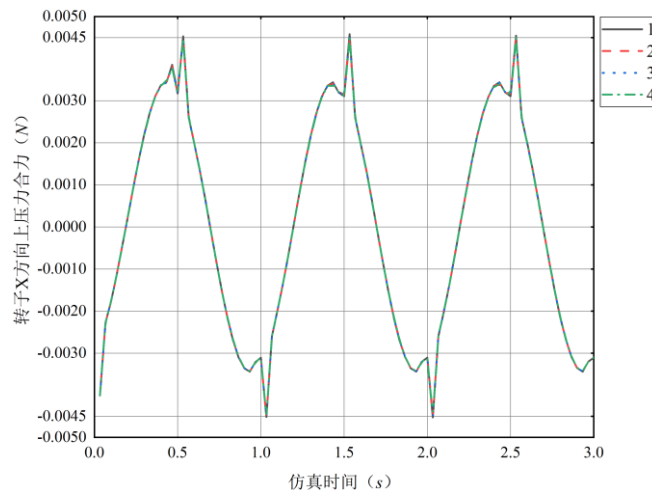
3.2.2 大偏心距下选取最优组结构参数

当偏心距取值为较大值时，由前文可知，无法根据出口流量情况选择出最优的一组结构参数。为解决这一问题，本文以当偏心距数值为 1.77 mm 时，在三种转子转速下，转子三个方向上的压力合力随时间变化关系进行比较分析。

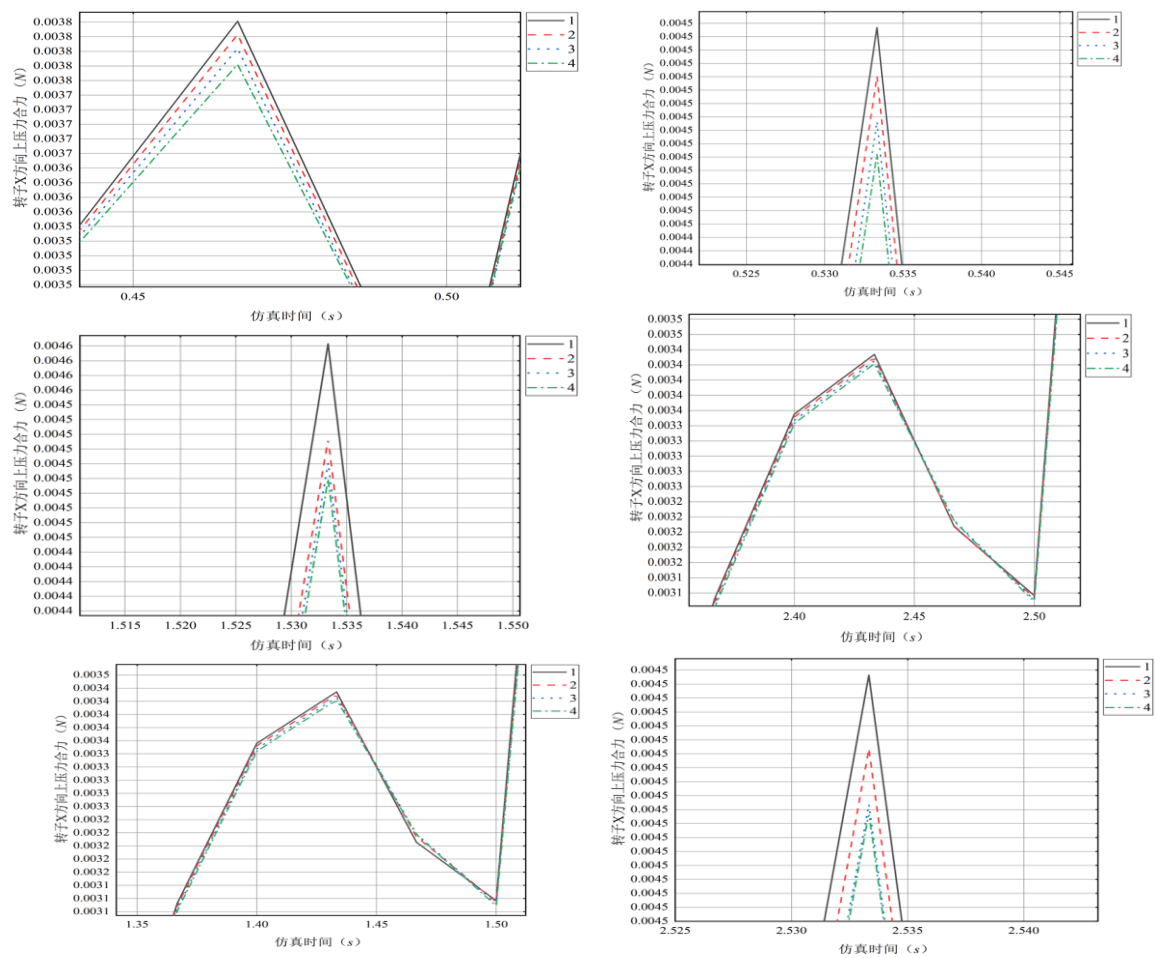
由第二章可知，转子在定子内运动时，会因作用力与反作用力效果致使转子在 X 、 Y 、 Z 三个方向上受到压力。 X 、 Y 方向的压力类比于转子在运动时对定子型腔内部的压力； Z 方向上的力类比于溶液在容积腔内运动时由溶液流动产生的力，力越大所产生的压强大更有利于泵内溶液的输送。

图 3-5、3-6、3-7 分别为当转子转速为 60 r/min 时，转子 X 、 Y 、 Z 三个方向上压力合力随时间变化关系比较图。图 3-8、3-9 分别为当转子转速为 240 r/min 时，转子 X 、 Y 方向上压力合力随时间变化关系一周期内波峰处局部放大比较图。图 3-10 为转子转速为 240 r/min 时，转子 Z 方向上压力合力随时间变化关系比较图。图 3-11、3-12 分别为当转子转速为 360 r/min 时，转子 X 、 Y 方向上压力合力随时间变化关系一周期内波峰处局部放大比较图。图 3-13 为转子转速为 360 r/min 时，转子 Z 方向上压力合力随时间变化关系比较图。

由图 3-5 至图 3-13 可知，三种转子转速下均表现出：当 D 越大、 t 越小时，转子 X 方向上压力合力、转子 Y 方向上压力合力会逐渐变小，转子 Z 方向上压力合力会逐渐变大的结论。再结合 3.2.1 的证明结果可推出：当 e 取值确定时，随着 D 越大、 t 越小时，其制成的螺杆泵性能表现会更优异。

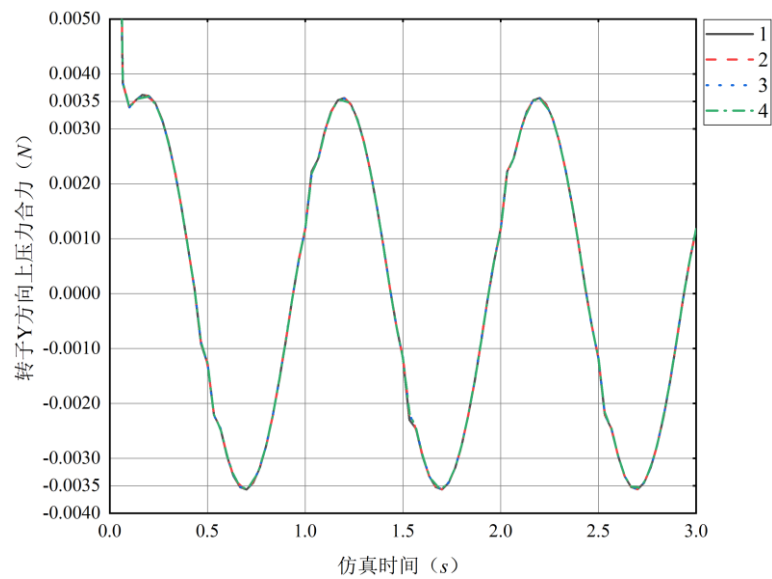


(a) 总图

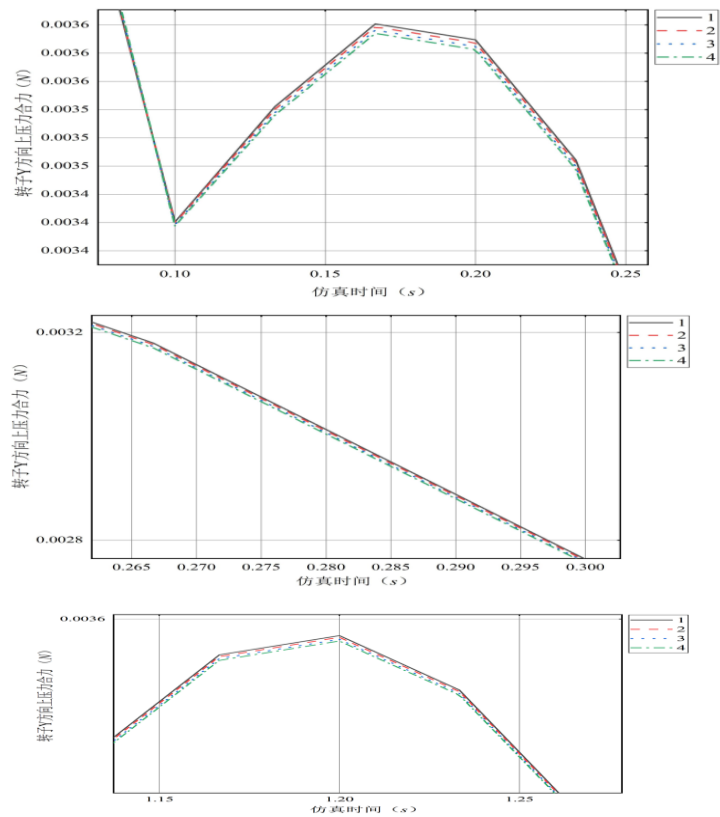


(b) 局部放大图

图 3-5 60 r/min 下转子 X 方向上压力合力变化关系图



(a) 总图



(b) 局部放大图

图 3-6 60 r/min 下转子 Y 方向上压力合力变化关系图

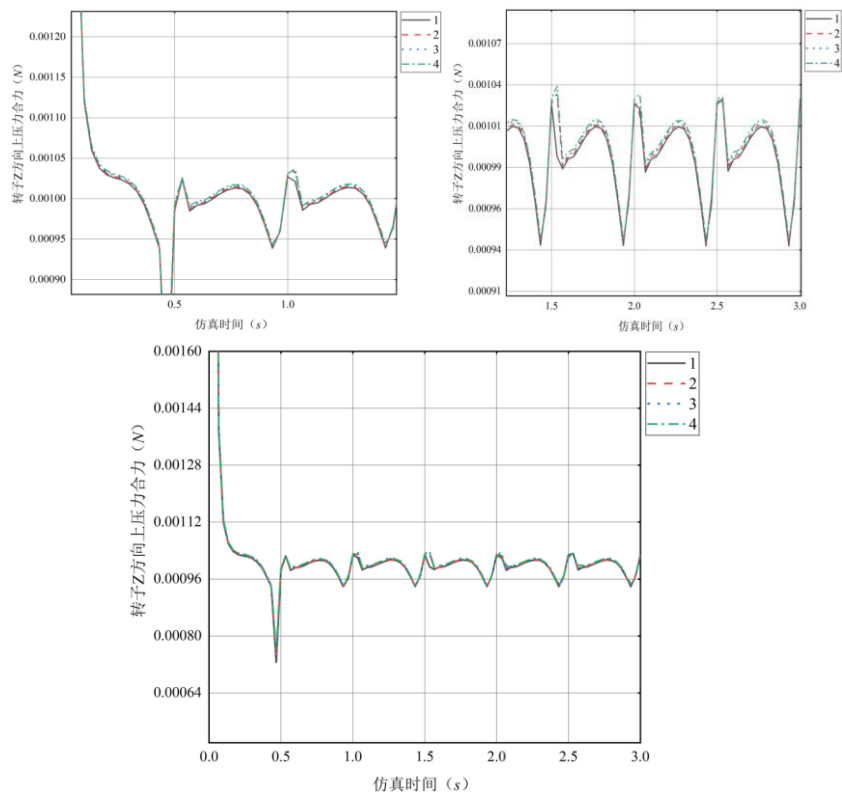


图 3-7 60 r/min 下转子 Z 方向上压力合力变化关系图

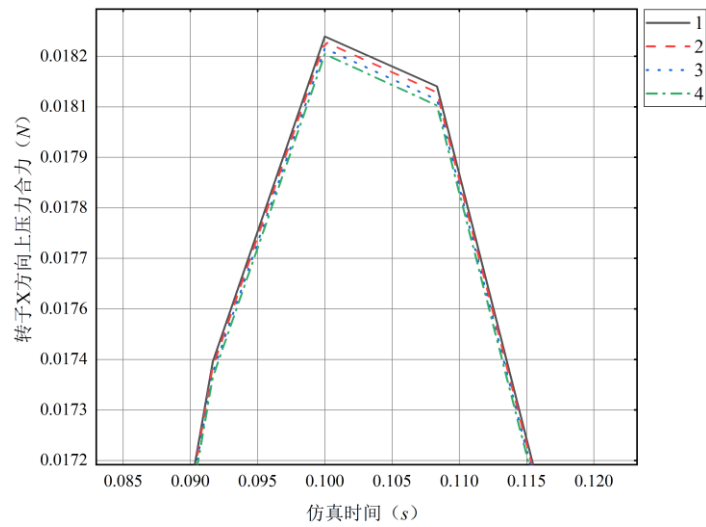


图 3-8 240 r/min 下转子 X 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图

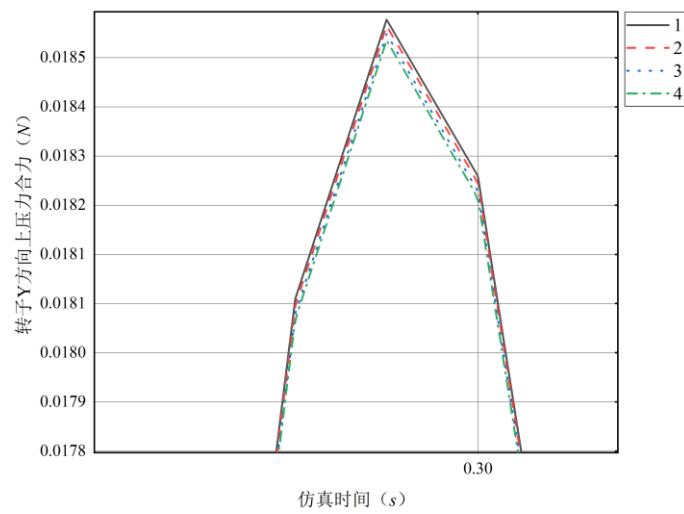


图 3-9 240 r/min 下转子 Y 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图

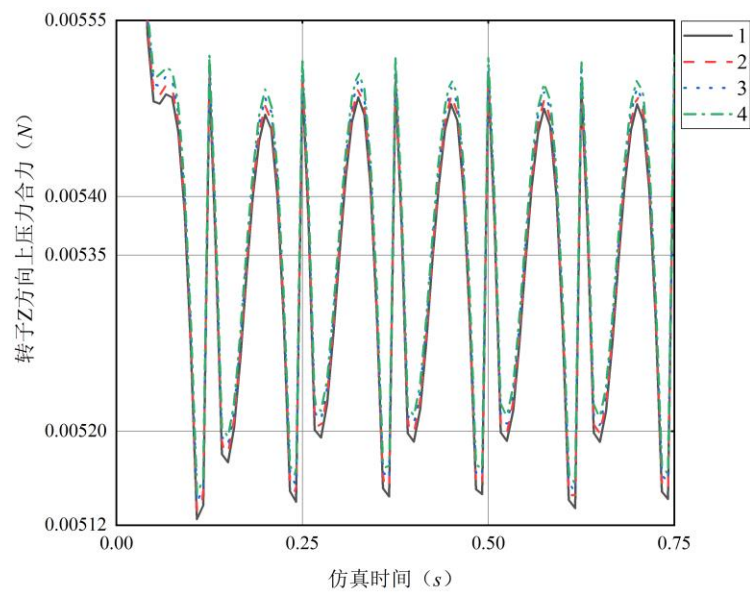


图 3-10 240 r/min 下转子 Z 方向上压力合力变化关系图

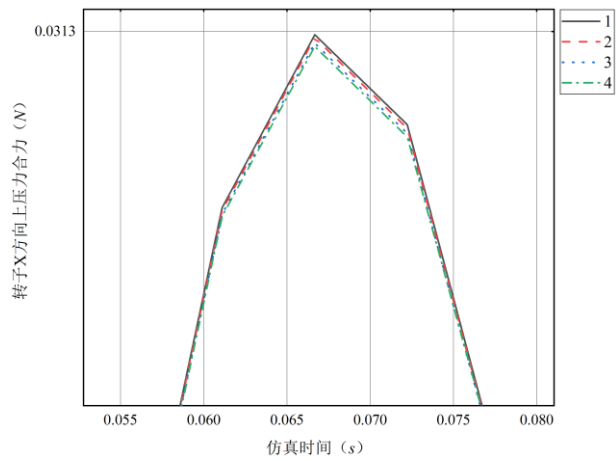


图 3-11 360 r/min 下转子 X 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图

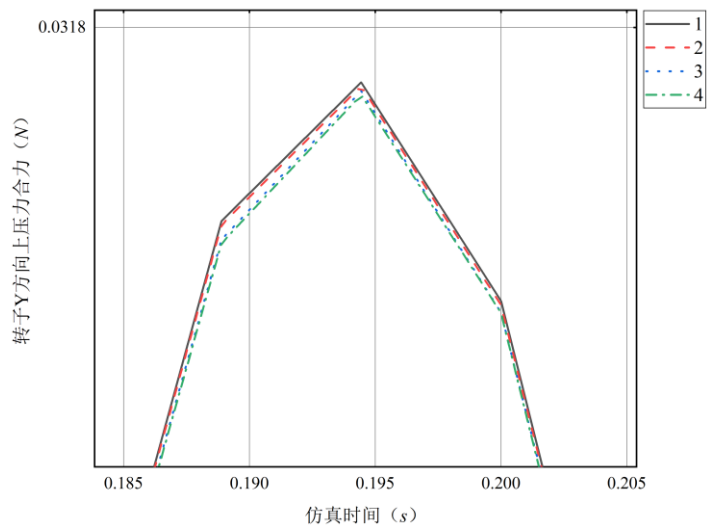


图 3-12 360 r/min 下转子 Y 方向上压力合力变化一周期内波峰放大图

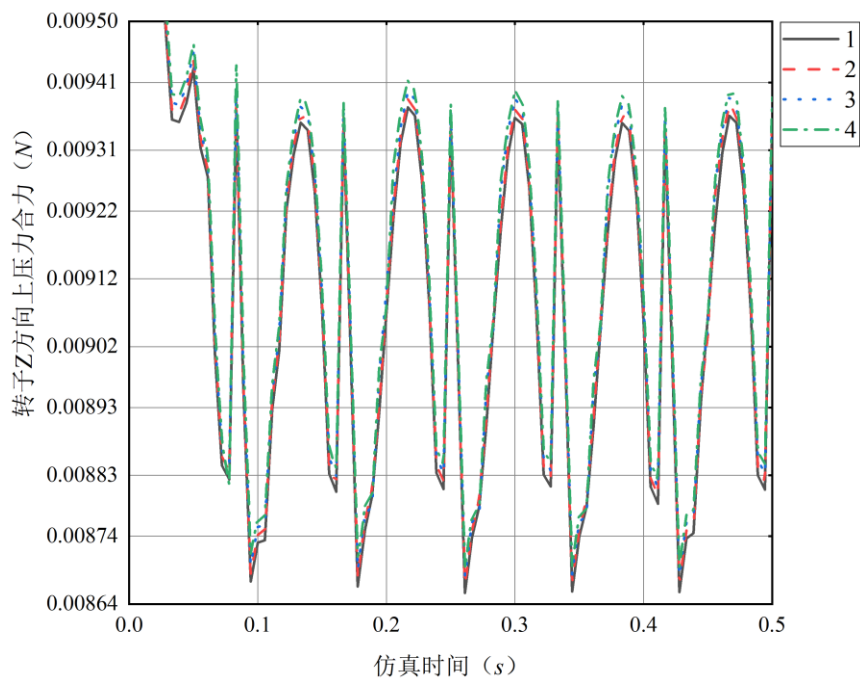


图 3-13 360 r/min 下转子 Z 方向上压力合力变化关系图

3.2.3 最优组定转子结构参数选择

由前文可知，当偏心距数值相差较大时，由大偏心距制成的螺杆泵，其泵的出口流量会相对更大些。但是当偏心距（ e ）取值范围在 1.71-1.77 mm 时，因 e 值相差不大，故可能无法很好地选择出最优的一组偏心距数值，故需对此进行研究。

在仿真软件上设置转子转速为 240 r/min；转子转数为 3、迭代次数为 30；流动模型为湍流；泵输送水介质，介质温度为 25℃；进口压力为 1 个标准大气压，进出口压差为 0。

表 3-4 为偏心距取值在 1.71-1.77 mm 范围时，每个偏心距数值下其最优的一组结构参数。图 3-14 为泵的出口流量比较图（本文截取仿真时间的前 0.5 s）。

由图 3-14 可知，只要 e 稍有增大，其制成的螺杆泵的出口流量会逐渐变大。当 $e = 1.77$ mm、 $D = 8.08$ mm、 $t = 11.327$ mm 时，其制成的螺杆泵的出口流量达到最大，流量范围在 2.496 ml/s~2.504 ml/s 之间波动。

表 3-4 偏心距 1.71-1.77 mm 时最优一组螺杆泵定转子结构参数

组数	e	D	t
1	1.71	8.22	11.525
2	1.72	8.20	11.486
3	1.73	8.17	11.462
4	1.74	8.15	11.424
5	1.75	8.13	11.386
6	1.76	8.10	11.364
7	1.77	8.08	11.327

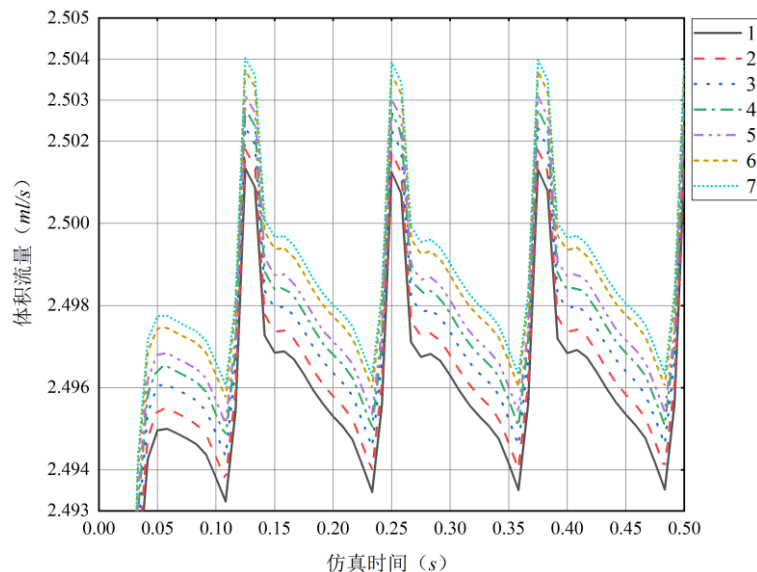


图 3-14 e 为 1.71-1.77 mm 时最优一组螺杆泵出口流量变化关系图

3.2.4 定子、转子配合间隙最优选择

为探究当 $e=1.77\text{ mm}$ 、 $D=8.08\text{ mm}$ 、 $t=11.327\text{ mm}$ 时最优的一组螺杆泵定转子的间隙值，本文以在 $0.01\text{-}0.10\text{ mm}$ 范围内建立10组间隙值，在仿真软件上设置转子转速为 240 r/min ；转子转数为3、迭代次数为30；流动模型为湍流；泵输送水介质，介质温度为 25°C ；进口压力为1个标准大气压，进出口压差为0。分析10组间隙值下制成的螺杆泵的出口流量变化关系，得出如表3-5，3-15、图3-16（本文截取仿真时间的前 0.5 s ）所示的在不同间隙值下螺杆泵的出口流量。根据图3-15、图3-16可知，当间隙值为 0.01 mm 时，泵的出口流量波动很大，极不稳定；当间隙值取值在 $0.02\text{ mm}\text{-}0.10\text{ mm}$ 时，泵的出口流量能达到稳定值，在该区间内，随着间隙值的增大，制成的螺杆泵的出口流量会随之变小。当螺杆泵定转子的间隙值为 0.02 mm 时，泵的出口流量达到最大，约为 2.532 ml/s 。

表 3-5 不同间隙值下螺杆泵出口流量

组数	间隙值（mm）	流量（ml/s）
1	0.01	/
2	0.02	2.532
3	0.03	2.524
4	0.04	2.511
5	0.05	2.500
6	0.06	2.486
7	0.07	2.474
8	0.08	2.457
9	0.09	2.443
10	0.10	2.428

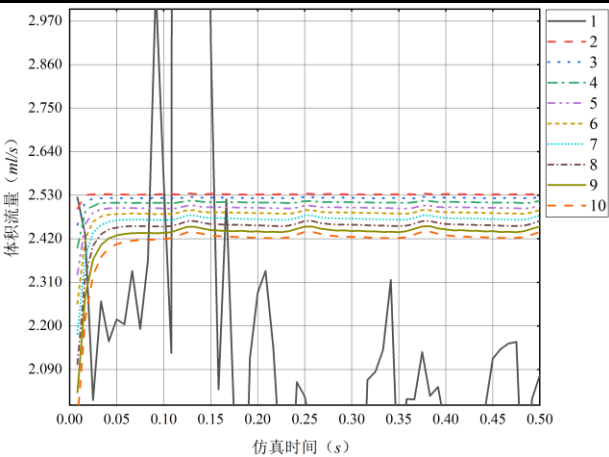


图 3-15 不同间隙值下螺杆泵出口流量（1）

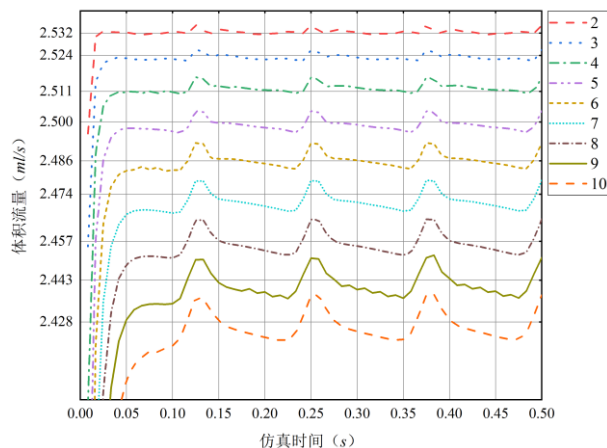


图 3-16 不同间隙值下螺杆泵出口流量 (2)

3.3 工作环境对微型计量螺杆泵性能的影响

3.3.1 转子转速的影响

在微型计量螺杆泵的工作过程中，转子转速对泵排出溶液的体积有重要的影响^[51]。随着转子转速的提高，转子、定子啮合密封腔室在轴线方向运动速度增加，单位时间内定子排出端经过的密封腔室数目上升，使泵的出液量增加。为了探究在不同转子转速的工作环境下最优组螺杆泵一些性能上的变化，本文选择在六个转速下进行仿真：60 r/min 、120 r/min 、180 r/min 、240 r/min 、300 r/min 、360 r/min 。其余仿真环境设置如下：转子转数为 3、迭代次数为 30；流动模型为湍流；泵输送水介质，介质温度为 25°C；进口压力为 1 个标准大气压，进出口压差为 0。

图 3-17 为在六种转速下螺杆泵出口体积流量数值图、图 3-18 为在六种转速下螺杆泵出口体积流量比较关系图。由两图可知，随着转子转速的提高，螺杆泵出口流量会随之增加、出口流量与转速之间存在正比关系，当转子转速提升 1 r/s 时，泵的出口体积流量约增加 0.63 ml/s ，增加比率为 0.63 ml/r 。同时通过仿真实验也证明了在第二章中得到的螺杆泵出口流量公式的准确性。

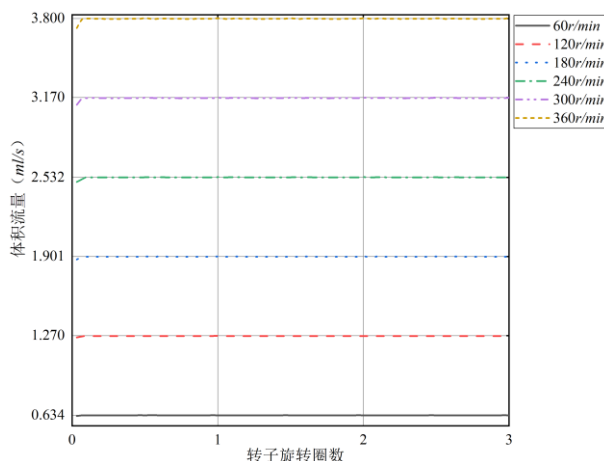


图 3-17 六种转子转速下螺杆泵出口流量数值图

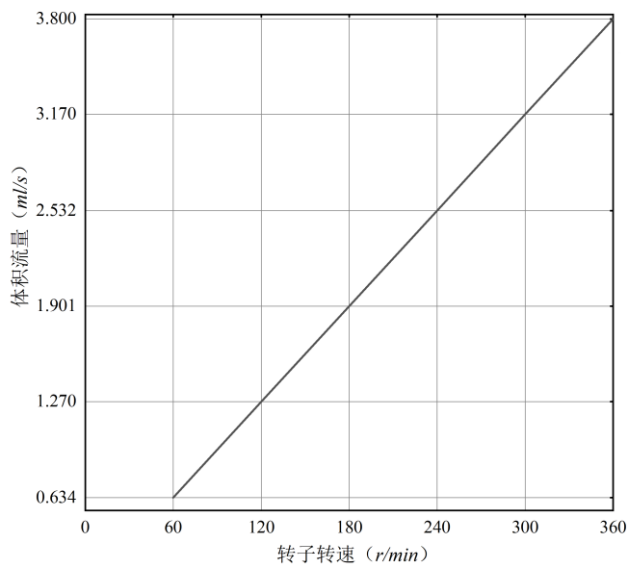


图 3-18 六种转子转速下螺杆泵出口流量比较关系图

图 3-19 为六种转速下螺杆泵转子扭矩比较关系图，图 3-20 为六种转速下螺杆泵转子轴功率比较关系图。由图 3-19 可看出：转子在旋转三圈内，扭矩呈现周期性变化；随着转子转速的提高，螺杆泵转子扭矩会随之增大；当转子转速为 60 r/min 和 120 r/min 时转子扭矩值变化的波动相比转子转速为其余值时要大，当转子转速为 120 r/min 时，波动值达到最大；当转子转速为其余四种转速值时，转速提升 1 r/s ，转子扭矩达到的最大值会增加约 $3.5 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{m}$ 。由图 3-20 可看出：在转子运动时，转子轴功率会从启动瞬间的一个较大值逐渐降为一个稳定值；随着转速的逐渐增大，转子轴功率也会随之增大，在 60 r/min 到 360 r/min 区间段内转子轴功率之间的差值会逐渐增大，增加值分别约为： $1.55 \times 10^{-4} \text{ W}$ 、 $3 \times 10^{-4} \text{ W}$ 、 $4 \times 10^{-4} \text{ W}$ 、 $6 \times 10^{-4} \text{ W}$ 、 $8 \times 10^{-4} \text{ W}$ 。

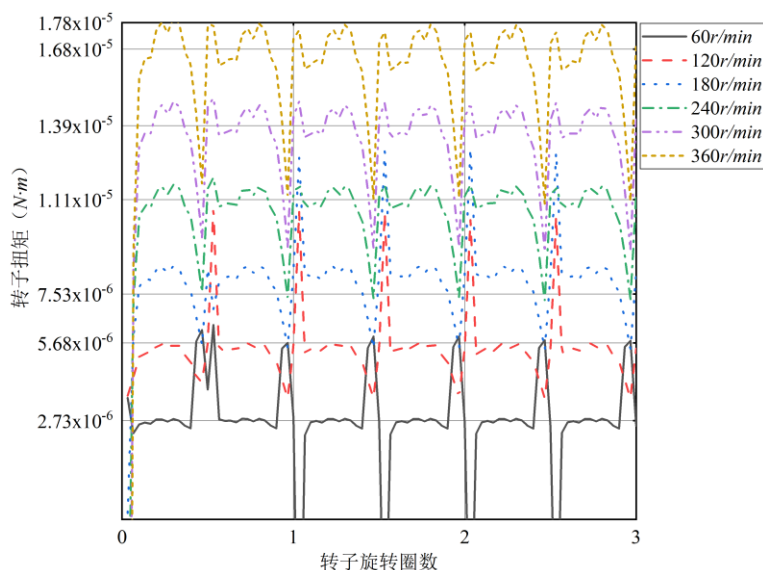


图 3-19 六种转子转速下转子扭矩比较关系图

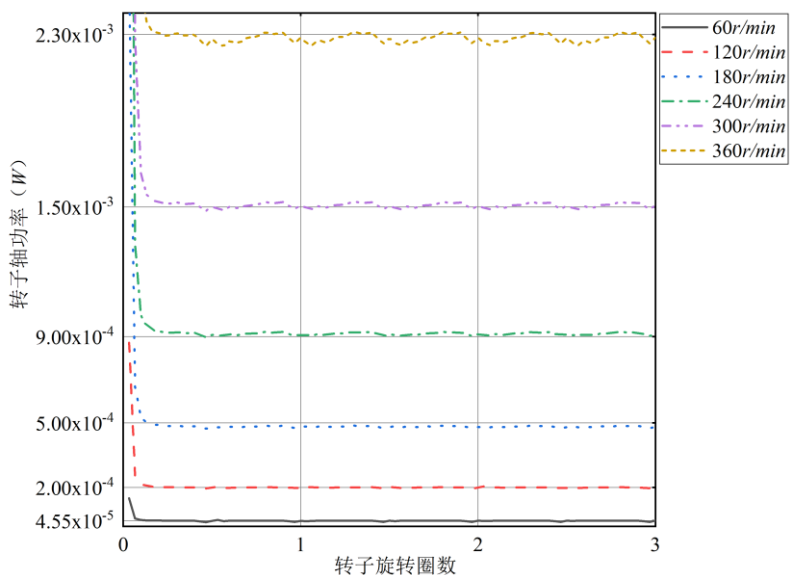


图 3-20 六种转子转速下转子轴功率比较关系图

图 3-21、3-22、3-23 为在六种转速下螺杆泵转子 X、Y、Z 方向上流动速度云图，由图可知：随着转子转速的提高，转子 X、Y、Z 方向上流动速度会逐渐变大；转子三个方向上流动速度的增加值与转速的增加值约成正比关系，增加率分别约为 0.032 m/r 、 0.025 m/r 、 0.045 m/r 。

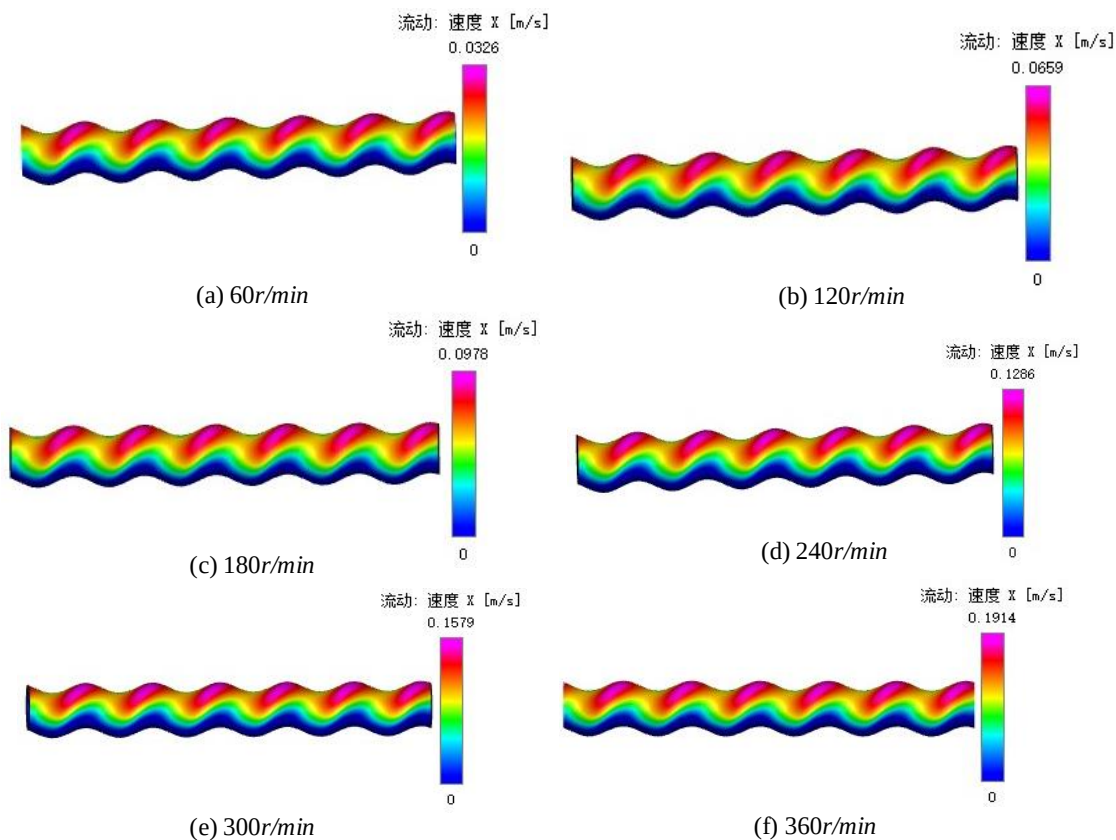


图 3-21 六种转子转速下转子 X 方向上流动速度云图

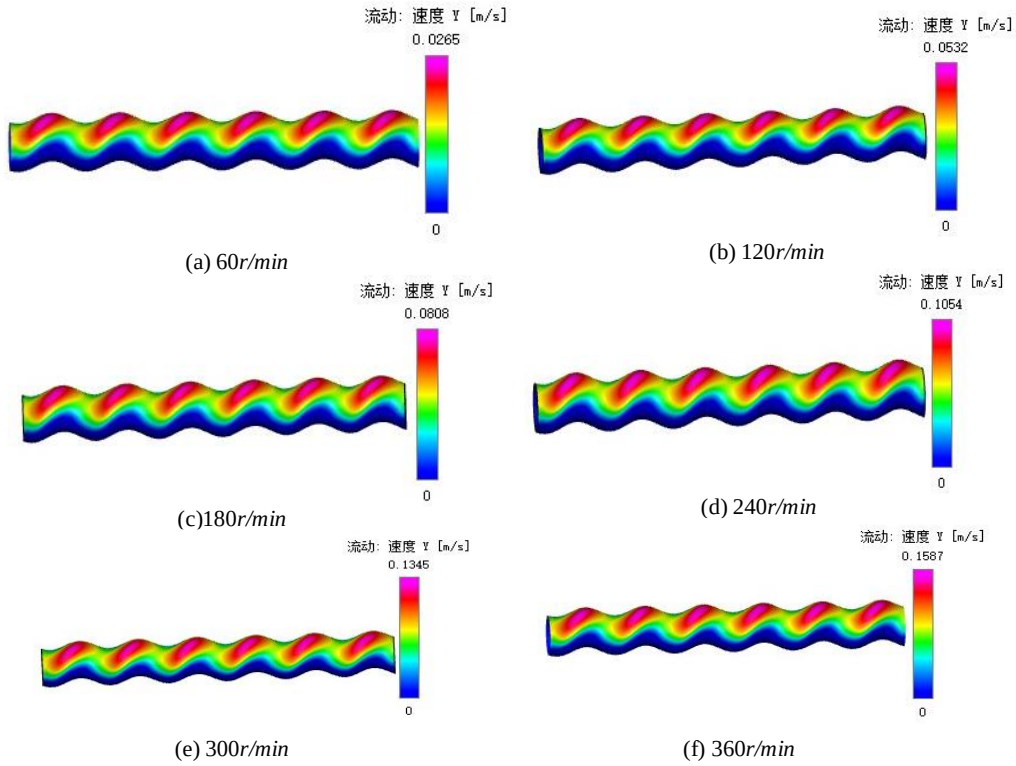


图 3-22 六种转子转速下转子 Y 方向上流动速度云图

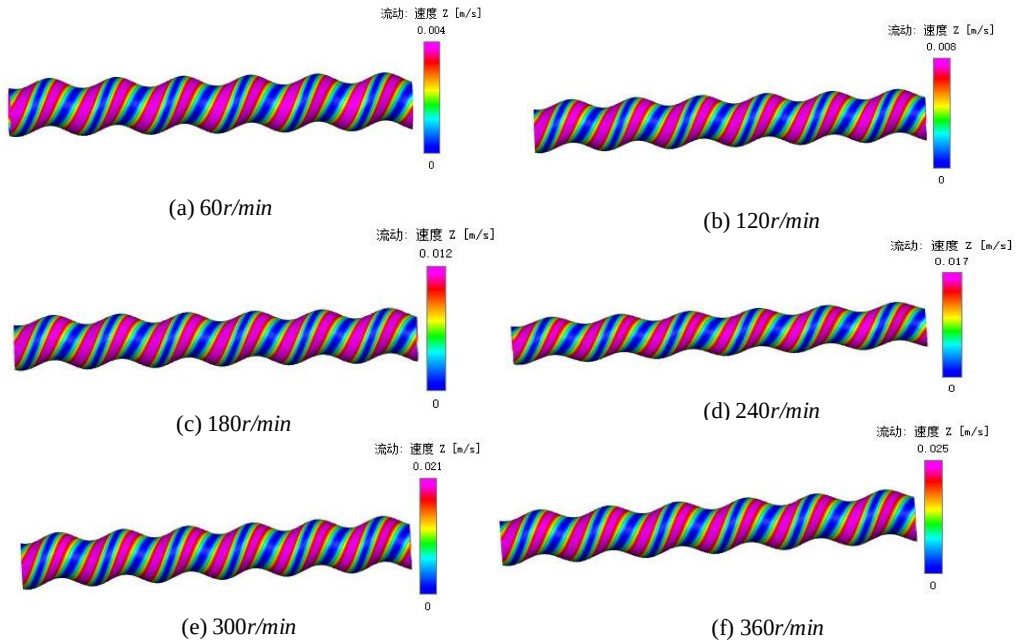


图 3-23 六种转子转速下转子 Z 方向上流动速度云图

图 3-24 为在六种转速下螺杆泵转子流场压力云图，因流体仿真软件与电脑兼容性问题，在显示流场压力云图时无法显示出压力单位，实际上该单位为 Pa 。由图 3-24 可知，随着转速的提高，螺杆泵在工作时其定转子啮合处的压力会变大，转速之间的压力差值分别为：100 Pa 、100 Pa 、300 Pa 、200 Pa 、200 Pa 。当转子转速从 180 r/min 增至 240 r/min 时，转子流场压力变化最大。

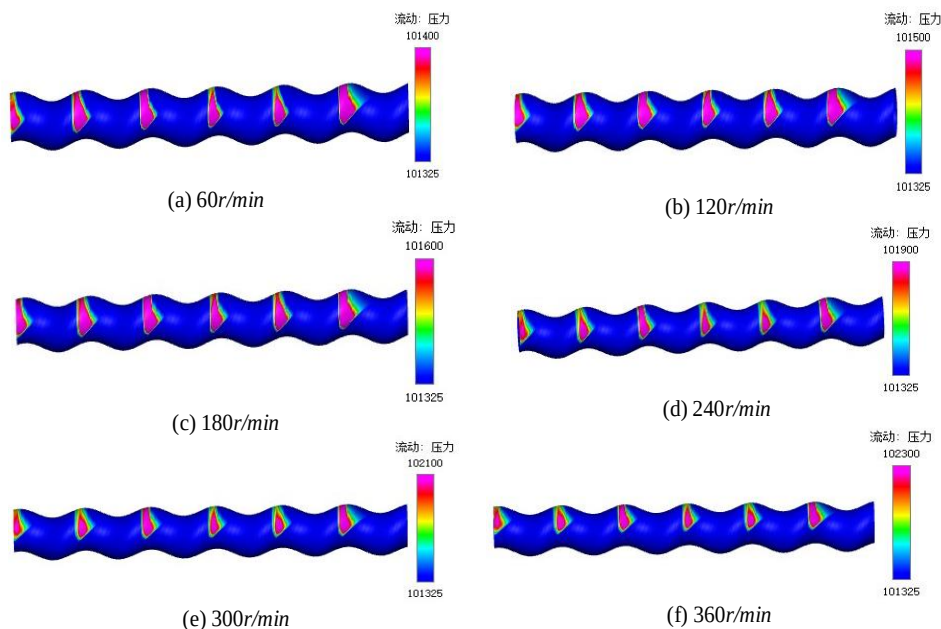


图 3-24 六种转子转速下转子流场压力云图

3.3.2 进出口压差值的影响

在微型计量螺杆泵的工作过程中，进出口压差值对泵排出溶液的体积量有重要的影响^[52]。为了探究在不同进出口压差的工作环境下最优组螺杆泵一些性能上的变化，本文选择在四个压差值下进行流体仿真分析： 0 Mpa 、 0.03 Mpa 、 0.06 Mpa 、 0.09 Mpa 。其余仿真环境设置如下：转子转数为 3、迭代次数为 30；转子转速为 240 r/min ；流动模型为湍流；泵输送水介质，介质温度为 25°C ；进口压力为 1 个标准大气压。

图 3-25 为在四种压差下螺杆泵出口体积流量数值图，图 3-26 为在四种压差下螺杆泵出口体积流量比较关系图。由图 3-25 可知，随着压差的增大，螺杆泵出口的体积流量不但会随之减小而且还存有较大的波动。由图 3-26 可知，四种压差下螺杆泵出口体积流量变化率分别约为： $16\text{ ml}/(\text{s}\cdot\text{Mpa})$ 、 $15.97\text{ ml}/(\text{s}\cdot\text{Mpa})$ 、 $12.03\text{ ml}/(\text{s}\cdot\text{Mpa})$ ，体积流量变化率随着压差的增大而逐渐变小。

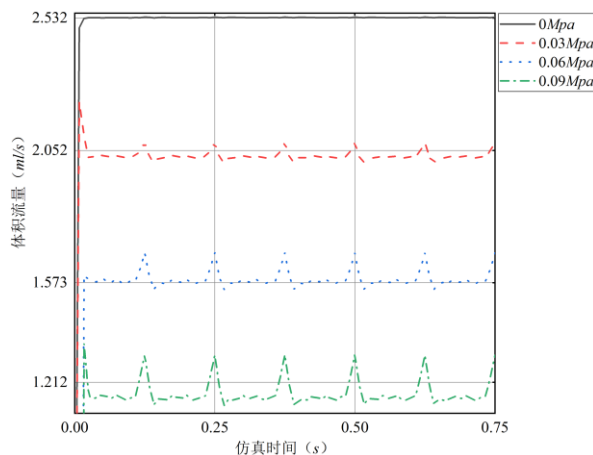


图 3-25 四种压差下螺杆泵出口体积流量

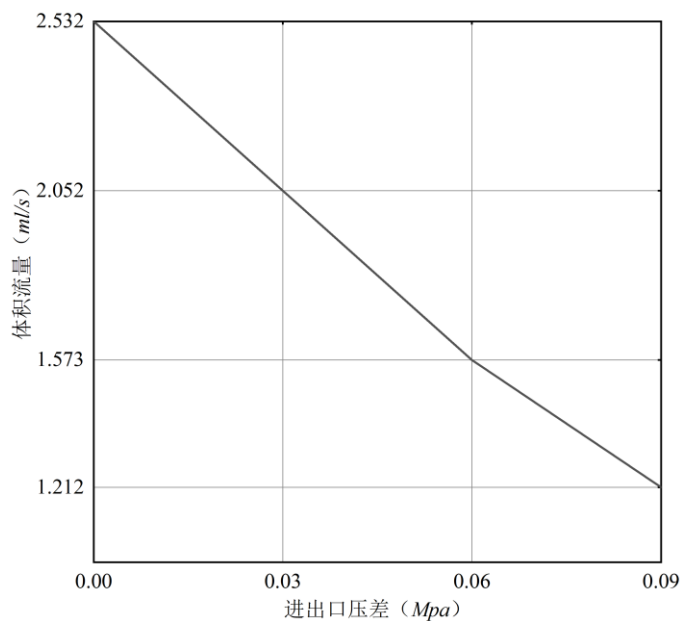


图 3-26 四种压差下螺杆泵出口体积流量比较图

图 3-27 为在四种压差下螺杆泵转子扭矩比较图，图 3-28 为在四种压差下螺杆泵转子轴功率比较图。由图 3-27 可知，随着压差的增大，螺杆泵转子扭矩会逐渐变大，四种压差之间转子扭矩的变化率分别约为： $1.1067 \times 10^{-2} \text{ Nm/Mpa}$ 、 $1.19 \times 10^{-2} \text{ Nm/Mpa}$ 、 $1.333 \times 10^{-2} \text{ Nm/Mpa}$ 。由图 3-28 可知，随着压差的增大，螺杆泵转子轴功率会逐渐变大，四种压差之间转子轴功率的变化率分别约为： 2.537 W/Mpa 、 2.54 W/Mpa 、 2.533 W/Mpa 。

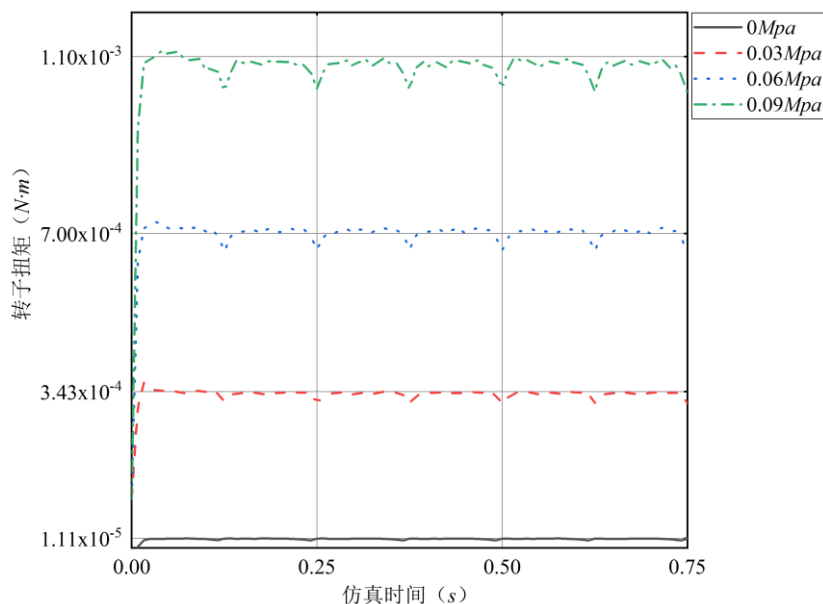


图 3-27 四种压差下转子扭矩比较图

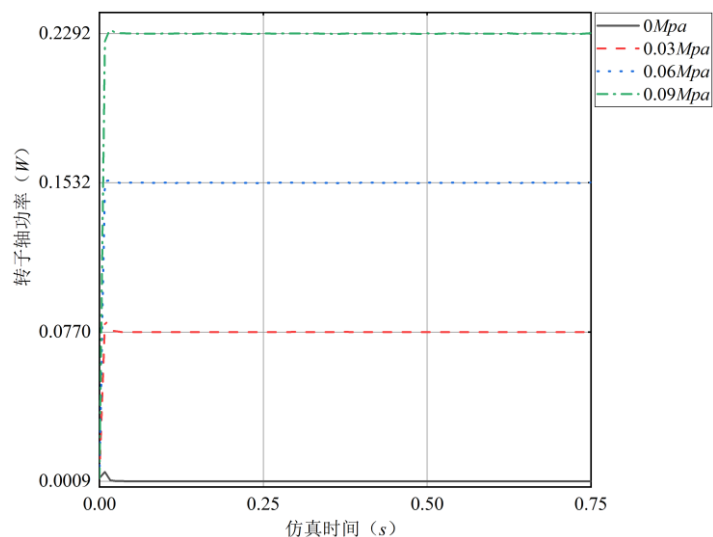


图 3-28 四种压差下转子轴功率比较图

图 3-29、3-30、3-31 为四种压差下螺杆泵转子 X、Y、Z 方向上流动速度云图。由图可知，随着压差的逐渐增大，转子三个方向上的流动速度都会逐渐变小，减小率分别约为 $0.0167 \text{ m}/(\text{s}\cdot\text{Mpa})$ 、 $0.0167 \text{ m}/(\text{s}\cdot\text{Mpa})$ 、 $0.333 \text{ m}/(\text{s}\cdot\text{Mpa})$ 。

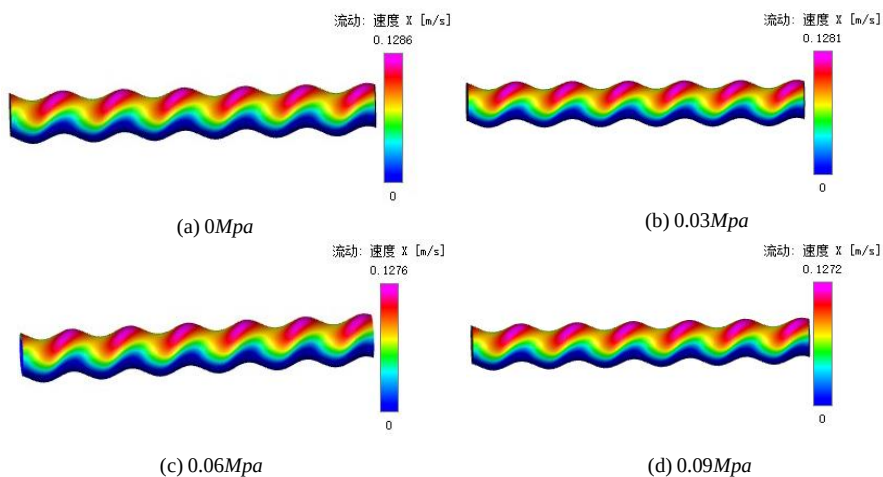


图 3-29 四种压差下转子 X 方向上流动速度云图

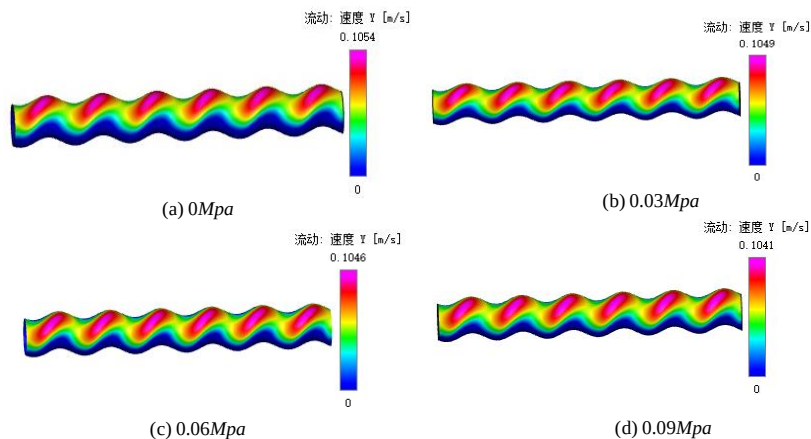


图 3-30 四种压差下转子 Y 方向上流动速度云图

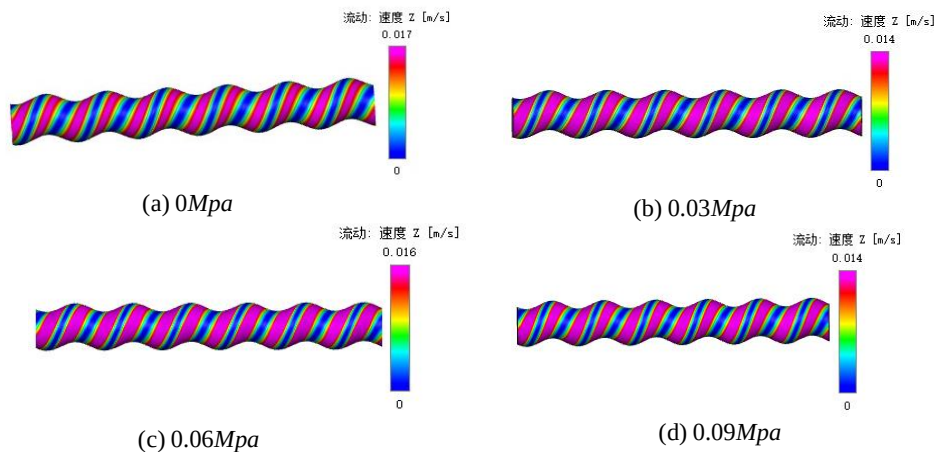


图 3-31 四种压差下转子 Z 方向上流动速度云图

3.3.3 输送溶液粘度的影响

在微型计量螺杆泵的工作过程中，输送介质的粘度对泵排出溶液的体积有重要的影响^[53]。为了探究在输送不同介质粘度溶液的工作环境下，最优组螺杆泵一些性能上的变化规律。本文首先研究四种不同粘度的溶液（1 *mpas*、7 *mpas*、80 *mpas*、150 *mpas*）在三种转子转速下（60 *r/min*、240 *r/min*、360 *r/min*）螺杆泵性能上的变化。设置仿真环境如下：转子转数为 3、迭代次数为 30；流动模型为湍流；泵输送水介质，介质温度为 25℃；进口压力为 1 个标准大气压，进出口压差为 0。

图 3-32 为四种粘度溶液在三种转速下螺杆泵出口流量比较图，由图可知，三种转速下螺杆泵在输送任意粘度溶液时其出口流量分别约为：0.63 *ml/s*、2.53 *ml/s*、3.8 *ml/s*，出口流量的增加与转速的增长约成正比关系，但是螺杆泵在输送粘度较大的溶液时其出口流量相比输送粘度较低的溶液时其波动要大。图 3-33 为螺杆泵转子扭矩比较图，由图可知，三种转速下均表现出当泵输送粘度较大的溶液其转子扭矩会更大、转子扭矩的波动会更大；当螺杆泵在低转速下输送高粘度溶液时，螺杆泵转子扭矩会出现较大的波动。图 3-34 为螺杆泵转子轴功率比较图，由图可知，当转速为 60 *r/min* 时泵在输送四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为： $4.55 \times 10^{-5} \text{ W}$ 、 $3.2 \times 10^{-4} \text{ W}$ 、 $3.1 \times 10^{-3} \text{ W}$ 、 $5.7 \times 10^{-3} \text{ W}$ ，当转速为 240 *r/min* 时泵在输送四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为：0.0009 *W*、0.0048 *W*、0.0503 *W*、0.0932 *W*，当转速为 360 *r/min* 时泵在输送四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为：0.0023 *W*、0.0111 *W*、0.1161 *W*、0.211 *W*；三种转速下均表现出当螺杆泵输送粘度较大的溶液时，其转子轴功率值会更大、转子轴功率的波动会更大；当螺杆泵在低转速下输送高粘度溶液时，螺杆泵转子轴功率会出现较大的波动。

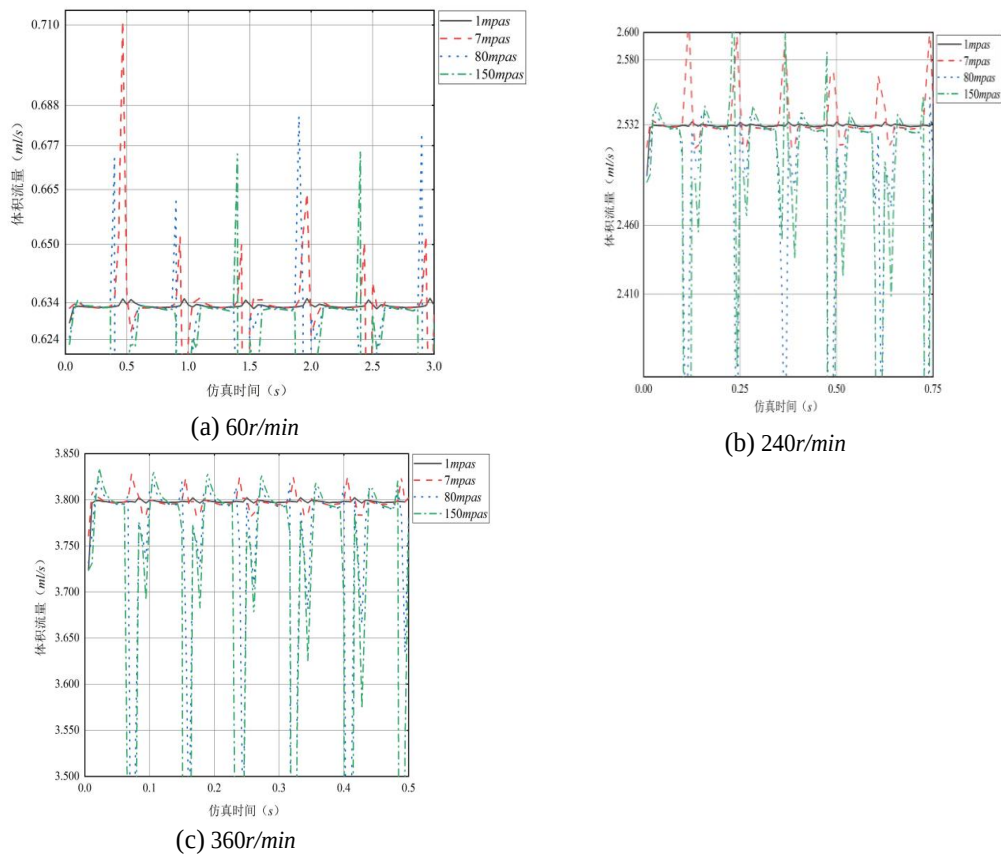


图 3-32 四种不同粘度溶液在三种转子转速下螺杆泵出口体积流量比较图

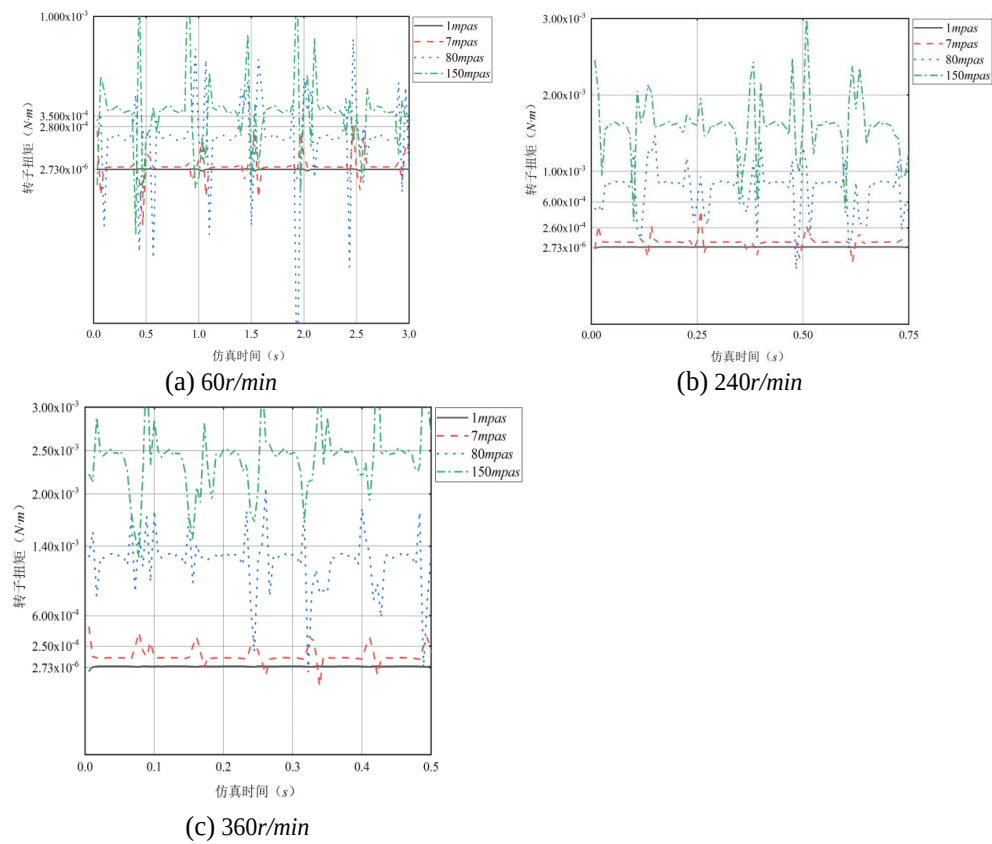


图 3-33 四种不同粘度溶液在三种转子转速下转子扭矩比较图

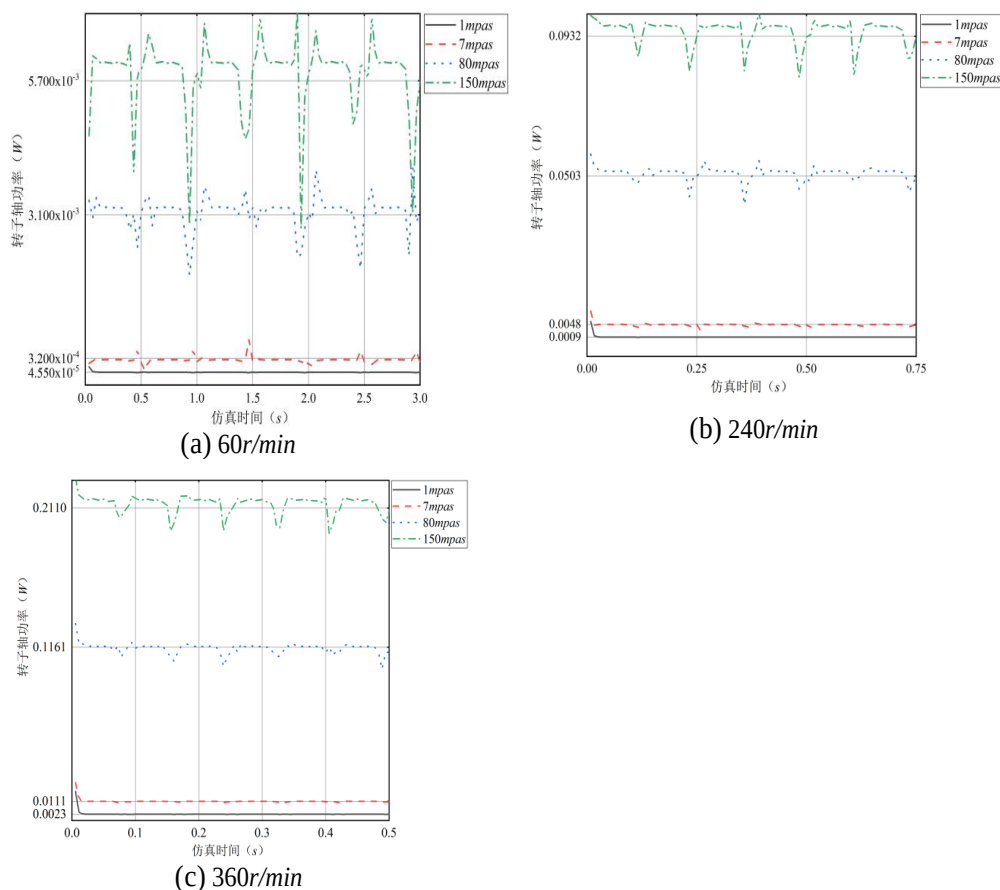


图 3-34 四种不同粘度溶液在三种转子转速下转子轴功率比较图

为研究在不同进出口压差环境下，不同粘度溶液对螺杆泵性能的影响。本文以这四种粘度的溶液（1 *mpas*、7 *mpas*、80 *mpas*、150 *mpas*），在四种进出口压差下（0 *Mpa*、0.03 *Mpa*、0.06 *Mpa*、0.09 *Mpa*）进行流体仿真分析。其余仿真环境设置如下：转子转数为 3、迭代次数为 30；转子转速为 240 *r/min*；流动模型为湍流；泵输送水介质，介质温度为 25℃；进口压力为 1 个标准大气压。

图 3-35 为四种粘度溶液在四种进出口压差下螺杆泵出口流量比较图。由图 3-35 可知，当泵输送时 1 *mpas* 粘度溶液时，随着压差的增大，其出口流量会逐渐变小，变化关系与 3.3.2 中结论几乎一致；当泵输送时 7 *mpas* 粘度溶液时，四种压差下其出口流量约为：2.532 *ml/s*、2.443 *ml/s*、2.365 *ml/s*、2.293 *ml/s*；当泵输送 80 *mpas*、150 *mpas* 这些高粘度溶液时，泵的出口流量会出现很大的波动，但最高值仍然可以达到 2.5 *ml/s* 左右的体积量，由此可知，当泵输送粘度较小的溶液时其出口流量相比输送粘度较大的溶液时其流量值会减小很多，但是流量波动的变化会相对较小。图 3-36 为螺杆泵转子扭矩比较图。由图 3-36 可知，当进出口压差为 0 时，泵在输送粘度较大的溶液时产生的转子扭矩会相对更大些但同时转子扭矩的波动也较大；当进出口压差为 0.03 *Mpa*、0.06 *Mpa* 时，泵在输送 1 *mpas* 粘度溶液时产生的转子扭矩会比输送 7 *mpas* 粘度溶液时要

大，但其扭矩还是没有比输送 80 *mpas*、150 *mpas* 粘度溶液时产生的扭矩大；当进出口压差为 0.09 *Mpa* 时，泵在输送 1 *mpas* 粘度溶液时产生的转子扭矩会比输送 7 *mpas*、80 *mpas*、150 *mpas* 粘度溶液时要大，但是泵在输送高粘度溶液时产生的转子扭矩的波动值会更大。图 3-37 为螺杆泵转子轴功率比较图。由图可知，当进出口压差为 0 时，四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为：0.009 *W*、0.0048 *W*、0.0503 *W*、0.0932 *W*；当进出口压差为 0.03 *Mpa* 时，四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为：0.077 *W*、0.0811 *W*、0.125 *W*、0.174 *W*；当进出口压差为 0.06 *Mpa* 时，四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为：0.1532 *W*、0.1565 *W*、0.2044 *W*、0.25 *W*；当进出口压差为 0.09 *Mpa* 时，四种粘度溶液产生的转子轴功率分别约为：0.2292 *W*、0.2327 *W*、0.2812 *W*、0.326 *W*，泵在输送四种粘度时均表现出随着压差的增大转子轴功率值会更大。

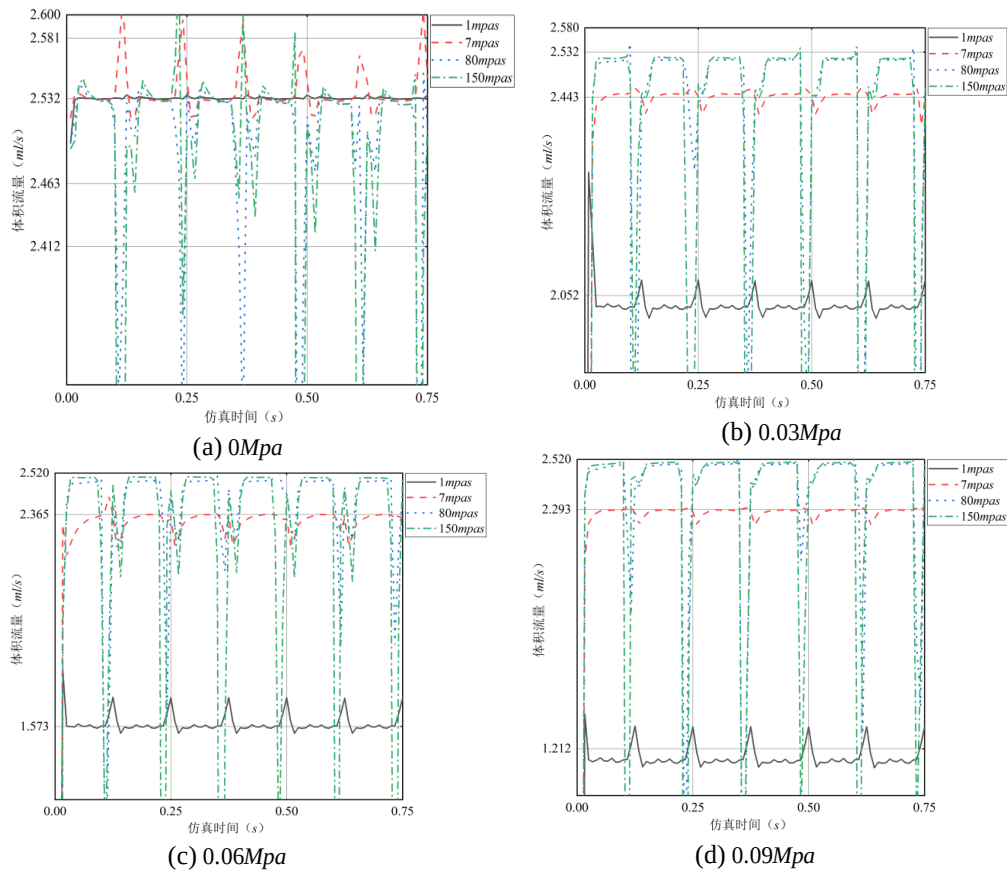


图 3-35 四种不同粘度溶液在四种进出口压差下螺杆泵出口体积流量比较图

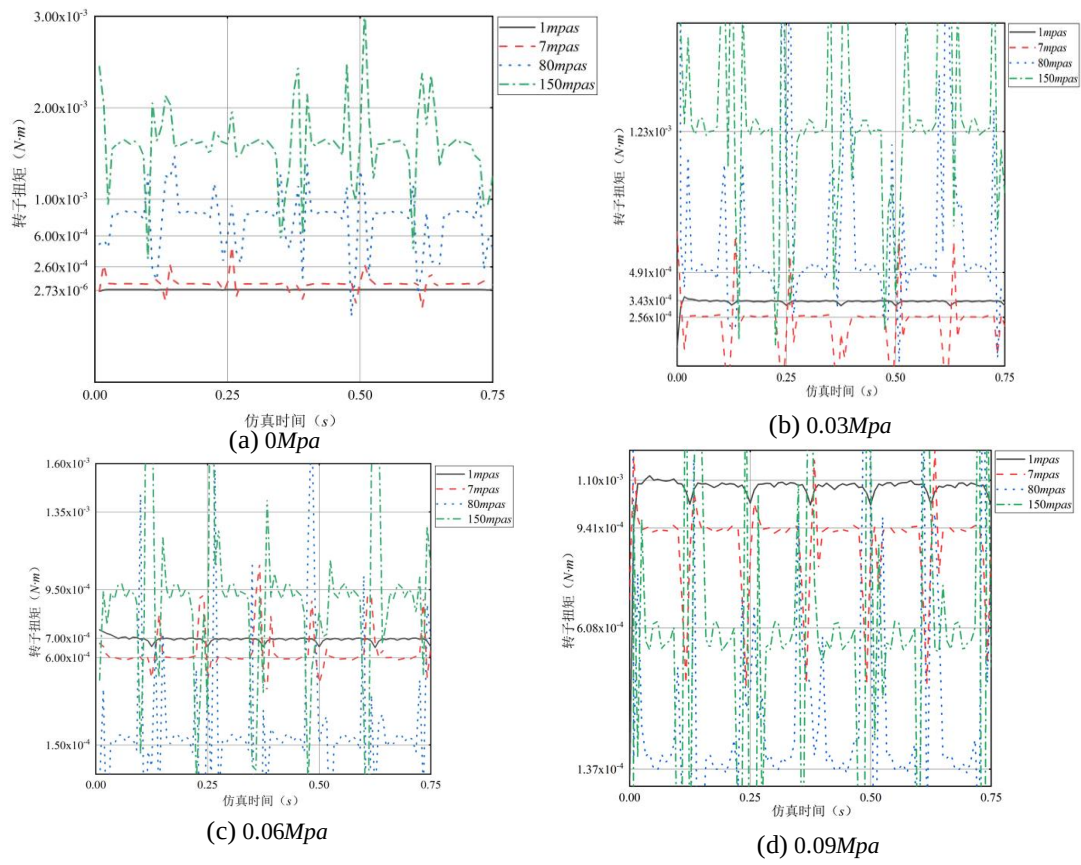


图 3-36 四种不同粘度溶液在四种进出口压差下转子扭矩比较图

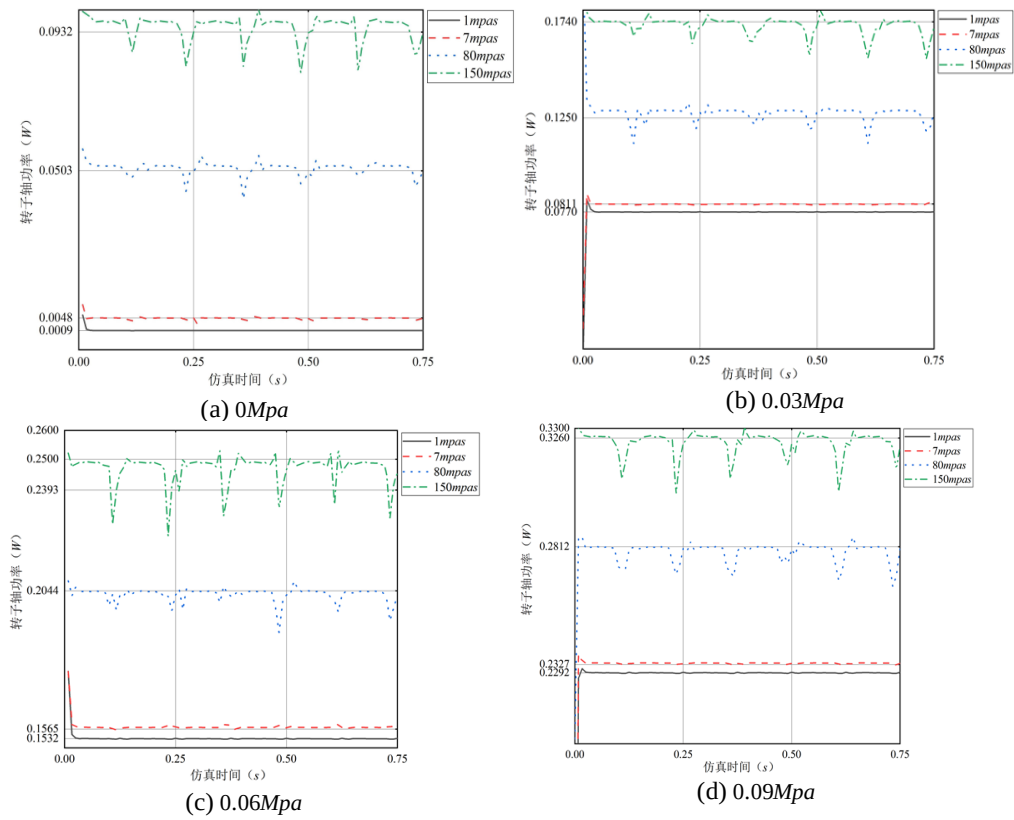


图 3-37 四种不同粘度溶液在四种进出口压差下转子轴功率比较图

同时本文分析了四种不同粘度溶液在转子转速为 240 r/min 、进出口压差为 0.06 Mpa 时，螺杆泵转子在 X、Y、Z 三个方向上的流动速度云图和流场压力云图。图 3-38 为螺杆泵转子 X 方向上流动速度，由图可知，四种粘度溶液在该工作环境下，X 方向上产生的流动速度分别为： 0.1276 m/s 、 0.1256 m/s 、 0.1242 m/s 、 0.123 m/s 。图 3-39 为螺杆泵转子 Y 方向上流动速度，由图可知，四种粘度溶液在该工作环境下，Y 方向上产生的流动速度分别为： 0.1046 m/s 、 0.1028 m/s 、 0.1018 m/s 、 0.1007 m/s 。图 3-40 为螺杆泵转子 Z 方向上流动速度，由图可知，四种粘度溶液在该工作环境下，Z 方向上产生的流动速度分别为： 0.016 m/s 、 0.01 m/s 、 0.009 m/s 、 0.008 m/s 。通过分析数值可知，当螺杆泵输送的溶液粘度变高时，转子三个方向上的流动速度会有所下降，但是差距并不大。图 3-41 为螺杆泵转子流场压力云图，有图可知，四种粘度溶液在该工作环境下产生的流场压力分布为： 161325 Pa 、 163325 Pa 、 164325 Pa 、 165425 Pa ，随着溶液粘度的升高，螺杆泵的转子在工作时产生的压力会不断增加。

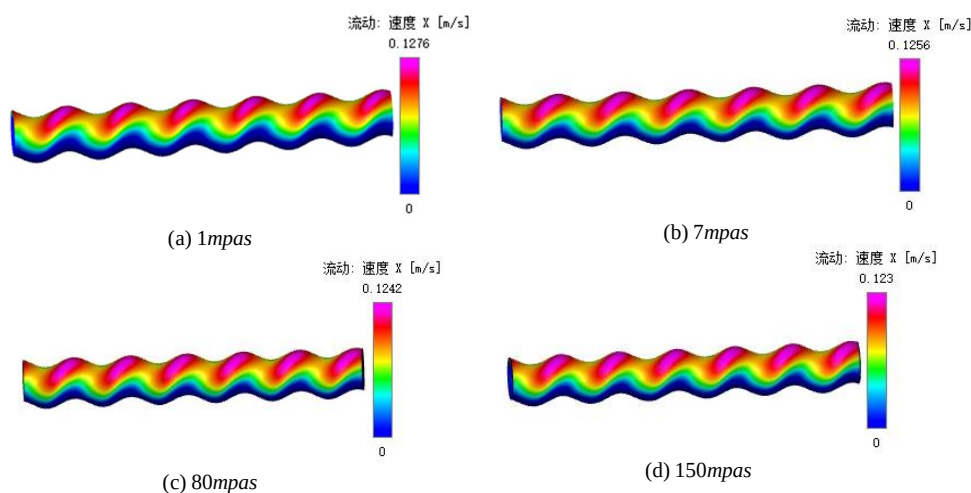


图 3-38 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子 X 方向上流动速度云图

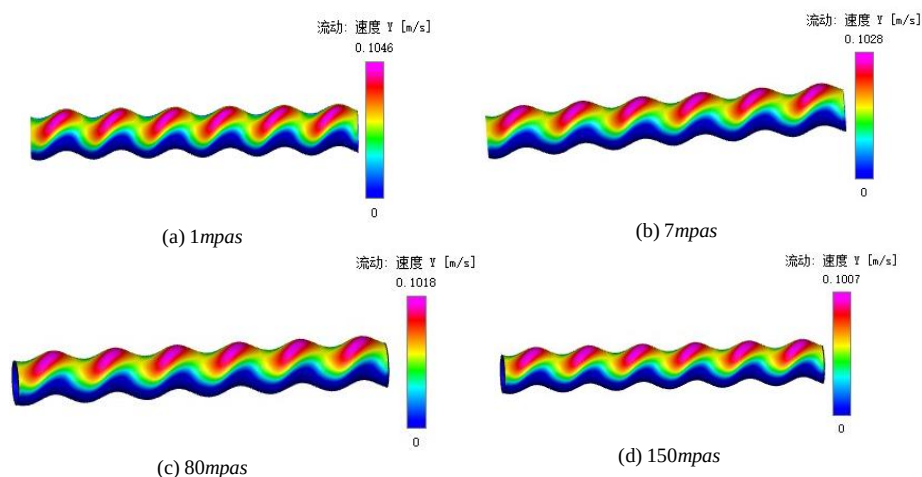


图 3-39 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子 Y 方向上流动速度云图

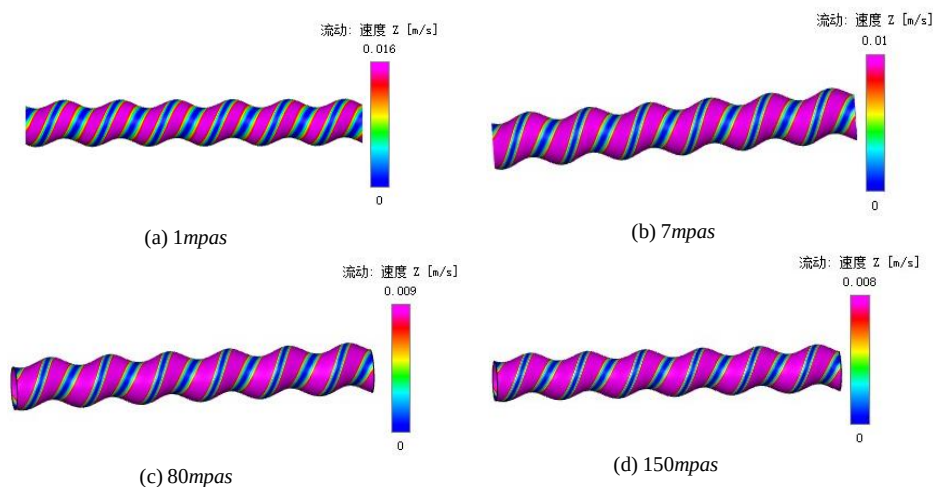


图 3-40 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子 Z 方向上流动速度云图

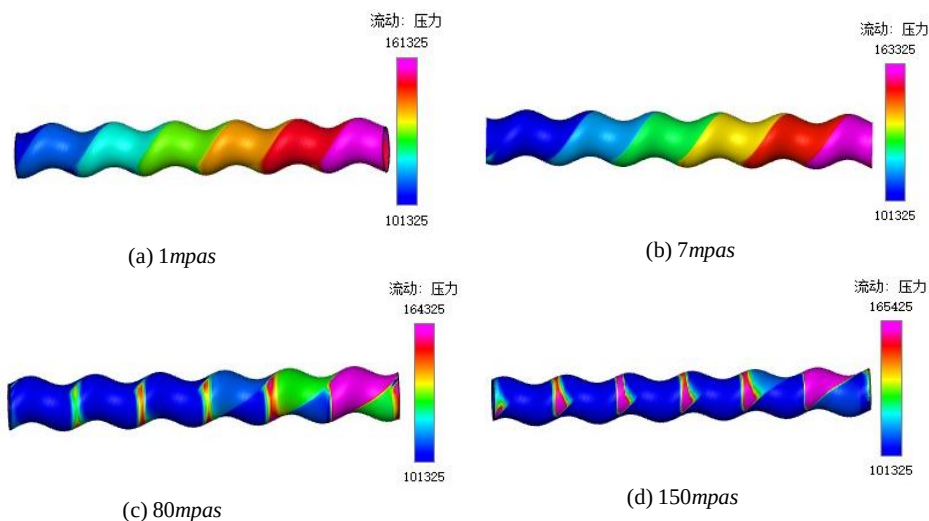


图 3-41 四种不同粘度溶液在该转速、该压差下转子流场压力云图

3.4 本章小结

本章先对在第 2 章中得到的满足条件的定转子结构参数建立仿真模型，面对不同偏心距情况，以螺杆泵出口流量或转子在 X, Y, Z 三个方向上的受力为判断指标，选择出最优的一组偏心距、转子截面圆直径、转子螺距、定转子间隙的具体数值（最终得出最优的数值分别为：1.77 mm、8.08 mm、11.327 mm、0.02 mm）。最后，基于确定的最优组定转子结构参数，建立仿真模型，研究螺杆泵出口流量、转子扭矩和转子轴功率随转速的变化关系；分析螺杆泵出口流量、转子扭矩和转子轴功率随进出口压差的变化关系；探讨螺杆泵出口流量、转子扭矩和转子轴功率随溶液粘度的变化关系。同时，通过仿真模型，进一步分析转子在 X、Y、Z 三个方向上的流场速度云图以及转子流场压力云图的变化情况，以全面评估螺杆泵的性能特性和流场分布关系。

第4章 微型计量螺杆泵结构及控制系统设计

在完成微型计量螺杆泵定转子结构参数的优化及流场模拟分析后，将理论设计与实际应用相结合，搭建螺杆泵实物和设计高效、稳定的控制系统，是实现泵性能进一步提升的核心任务。控制系统的设计不仅要保证泵在各种工况下的稳定运行，还需实现对出口流量的精准调控。

4.1 微型计量螺杆泵结构力学分析

在进行微型计量螺杆泵结构的力学分析时，计算转子轴向力显得尤为重要，因为这是确保整个设备工作可靠性的基础，同时对于选择合适的螺杆泵驱动系统也起到非常关键的作用。本章节中关于转子轴向力的计算是在螺杆泵处于正常运行状态，排除了启动瞬间或泵腔内无溶液介质导致的转子与定子干摩擦情形的影响。

在螺杆泵正常工作时，其转子会承受一定的轴向力，其力可设为 G ， G 由三个部分组成^[54]，可如式（4-1）所示：

$$G = G_1 + G_2 + G_3 \quad (4-1)$$

式中： G_1 表示密封腔室中溶液介质移动引起的轴向力； G_2 表示当转子沿着定子表面进行相对滑动时，定子对转子施加的轴向力； G_3 表示由吸入端与排出端之间的压力差异所导致的轴向力。

（1） G_1 的计算

当转子与定子的啮合副存有一定的间隙时，溶液介质会经由定子型线的这些间隙流动。当转子旋转时，这部分溶液介质会对转子产生一定的反作用力，该力的计算依据彼得洛夫液体摩擦计算公式有式（4-2）^[55]：

$$G_1 = \frac{\mu S v_a}{\delta} \times 10^{-7} \quad (4-2)$$

式中： μ 为溶液介质的动力粘度； S 为产生相对滑动的定子内表面面积； v_a 为溶液介质质点移动速度的轴向分量； δ 为定转子间隙值。

其中， S 、 v_a 可由式（4-3）、（4-4）求出：

$$S = (6R + 8e)L \quad (4-3)$$

$$v_a = \frac{Tn}{60} \quad (4-4)$$

表 4-1 微型计量螺杆泵中结构参数

符号	δ	R	e	L	T
数值	0.02	4.04	1.77	67.962	22.654

对于未知的参数（ μ 和 n ），由针对该螺杆泵定转子型号的经验值可知其范围大概

应为 $\mu: 1\sim 500 \text{ mpas}$ 、 $n: 0\sim 600 \text{ r/min}$ ，取最大值和表 4-1 中数值代入式 (4-2)、(4-3)、(4-4) 中，得出 $G_1 = 1472.155 \text{ N}$ 。

(2) G_2 的计算

G_2 由两部分组成：一是当转子进行偏心传动时，由于离心力的作用，转子会对定子施加压力，造成转子表面与定子表面间产生半干摩擦现象，这种摩擦进而引发轴向力的产生，该轴向力记为 G_{2a} ；另一个是当转子沿着定子棱线运动的过程中，会产生一些碰撞，这些碰撞会引发一定程度的半干摩擦，导致轴向力的出现，其轴向力记为 G_{2b} 。

首先由式 (4-5)、(4-6)、(4-7)、(4-8) 计算轴向力 G_{2a} ：

$$G_{2a} = N_1 a \quad (4-5)$$

$$N_1 = m_1 \omega^2 e \times 10^{-3} \quad (4-6)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (4-7)$$

$$m_1 = \pi R^2 L \rho_1 \times 10^{-9} \quad (4-8)$$

式中： N_1 为转子做偏心传动时所产生的离心力； m_1 为转子的质量； ω 为转子的角速度； a 为转子和定子配合面的半干摩擦系数； ρ_1 为转子的密度。其中，半干摩擦系数 $a = 0.05$ ；转子由不锈钢材料制成， $\rho_1 = 7900 \text{ Kg/m}^3$ ；其余参数数值与上文一致。将各参数数值代入式 (4-5) 至 (4-8) 中，得出： $G_{2a} = 0.00958 \text{ N}$ 。

再计算轴向力 G_{2b} ：

$$G_{2b} = P_1 a \quad (4-9)$$

$$P_1 = \frac{\sigma_{\max} \pi b L'}{2} \quad (4-10)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{C \delta}{\delta + B h} \quad (4-11)$$

$$b = \sqrt{2 \delta R - \delta^2} \quad (4-12)$$

$$L' = \frac{4\pi}{T} \sqrt{e^2 + \frac{T^2}{16\pi^2}} \quad (4-13)$$

式中： P_1 为定子橡胶的变形量； $\sigma_{\max}$ 为定子橡胶压缩时的最大应力； C 、 B 皆为橡胶的常数； h 为定子橡胶层的平均厚度； L' 为转子截面中心形成的螺线长度。其中， $h = 3 \text{ mm}$ 、 $C = 500$ 、 $B = 0.91$ 。将数值代入式 (4-9) 至 (4-13) 可得， $G_{2b} = 0.161 \text{ N}$ 。

(3) G_3 的计算

G_3 是微型计量螺杆泵的排出压力与吸入压力之间的液压差所导致的分压力：

$$G_3 = (P_1 - P_2) A \quad (4-14)$$

$$A = \pi R^2 + 8eR \quad (4-15)$$

式中： P_1 为微型计量螺杆泵出口端压力； P_2 为微型计量螺杆泵进口端压力； A 为定

子螺旋腔室的横截面面积。

假设溶液介质能通过螺杆泵的自吸能力进行输送, 则 $P_2 = 0$; P_1 根据该型号的螺杆泵经验值可知其最大值为: $P_1 = 0.2 \text{ Mpa}$; 其余参数同上, 代入可得: $G_3 = 21.696 \text{ N}$ 。

将 G_1 、 G_2 、 G_3 数值代入式 (4-1) 中, 得到转子所受轴向力 $G = 1494.02158 \text{ N}$ 。由转子截面圆半径 $R = 4.04 \text{ mm}$, 再结合式转矩公式可计算出螺杆泵在工作时转子部分所产生的最大转矩 ($T \approx 6.035 \text{ N} \cdot \text{m}$), 可以此作为该螺杆泵中电机和减速机选型的依据。

4.2 微型计量螺杆泵硬件系统选型

4.2.1 伺服电机选型

伺服电机一般内置编码器, 可以实时反馈转速信息, 通过闭环控制系统实现精确的转速调控, 它能够迅速响应控制器发出的指令, 支持快速启动、停止及加速操作^[56]。此外, 伺服电机的设计注重高效能, 特别是在低负载条件下运行时, 可显著降低能量损耗。同时为了保护电机安全, 伺服电机配备了过载保护机制, 一旦运行超出其设计极限, 便会自动减少输出或停止工作, 确保电机与其它关联部件不受损害。

本文选型的伺服电机型号为汇川、伺服驱动器为 LW100、伺服电机能承受自身三倍力矩的负载, 其基本参数如表 4-2 所示。如果当泵的转子处于最高转速运行、输送最大粘度溶液时, 由在 4.1 中得到的转矩数值可知, 其伺服电机的力矩可能不足以带动泵的正常工作的, 为了应对这一情况, 需要选型并安装一个减速机。

表 4-2 伺服电机基本参数

性能参数	符号	数值	单位
额定转矩	T_1	1.27	$\text{N} \cdot \text{m}$
额定电流	I	2.5	A
额定转速	n_a	3000	RPM
额定电压	U	220	V
转子惯量	J	0.418×10^{-3}	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$
绕组电感	L_1	0.004	H
绕组电阻	R_1	1.06	Ω
等效转矩系数	k_1	0.508	Nm/A
反电势系数	k_2	0.296	$\text{V}/(\text{rad/s})$
粘滞摩擦系数	k_3	0.008	$\text{N}(\text{rad/s})$

4.2.2 行星减速机选型

行星减速机是一种高精度、高效率、高扭矩密度的减速装置。行星减速机中的行星齿轮系统, 可以让行星齿轮在围绕太阳齿轮旋转的同时还能绕自身轴线旋转, 以其独特

的排列方式使得行星减速机实现高减速比^[57]；在行星减速机中，行星齿轮被设计在环形齿轮内部运行，起到了减少外部尺寸、提高了紧凑性的作用。本文选型的减速机型号为 60 行星减速机，基本参数如表 4-3 所示：

表 4-3 减速机基本参数

参数类型	具体数据	用途
输入处孔径	孔径 14mm、键槽宽 4mm	连接伺服电机转轴
输出处轴径	轴径 16mm	连接联轴器
减速比	5	减速增矩

图 4-1 为所搭建的微型计量螺杆泵实物图。

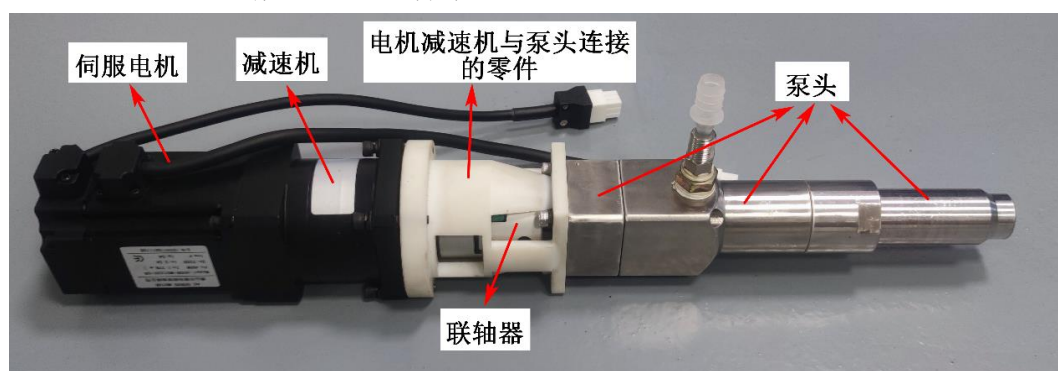


图 4-1 搭建的微型计量螺杆泵实物图

4.2.3 控制器选型

如图 4-2 可知，本文使用 PLC 来控制伺服驱动器进而起到控制微型计量螺杆泵的电机、转子输出所需的转速和运行所设定的时间；使用 MCGS 型号的触摸屏为控制螺杆泵运动的控制器，通过在触摸屏上组态画面与 PLC 通信实现人机交互功能，更加方便地调节螺杆泵的转速和运行时间。PLC 实物如图 4-3 所示、具体型号如表 4-4 所示；触摸屏实物如图 4-4 所示、具体型号如表 4-5 所示。

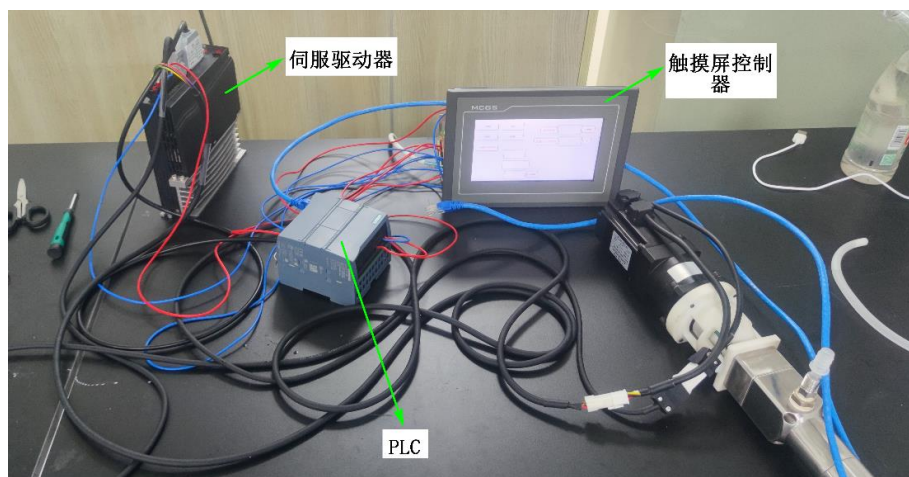


图 4-2 螺杆泵驱动系统模型图



图 4-3 西门子 PLC

表 4-4 PLC 基本参数

系列型号	I/O 端	CPU 型号
6ES7211-1AE40-0XB0	6DI、4DQ、2AI	1211DC/DC/DC



图 4-4 MCGS 触摸屏控制器

表 4-5 触摸屏的基本参数

型号	供电电压	画面下载方式	通信方式
TPC7062Ti	DC24V	D 型口/U 盘/网口	网口/串口

4.3 微型计量螺杆泵流量控制系统设计

系统控制流程如图 4-5 所示。首先设定好目标值，工作时溶液的流量通过流量计传递到控制器，控制器根据实际值与目标值的差值实时调整发送给伺服电机的信号，电机接收信号后开始调整转子的转速进行溶液输送。在当前值与目标值差距过大时，增大转子转速，在接近设定的阈值时，减小转子转速的增长速率，当达到溶液的输送流量时，稳定转子转速，完成精准流量控制。

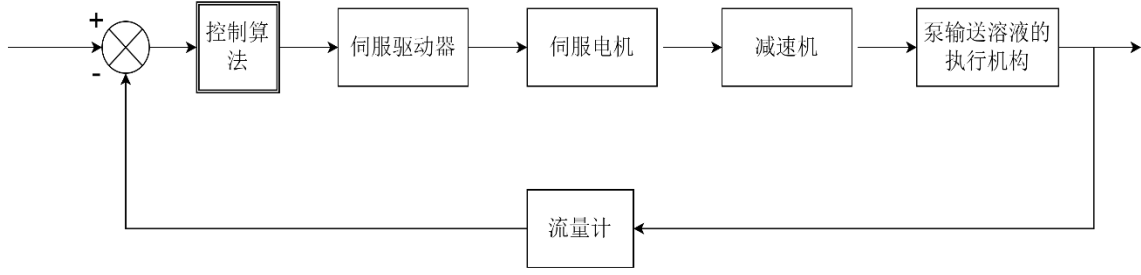


图 4-5 系统控制流程图

4.3.1 流量控制系统模型

由前文推导出的微型计量螺杆泵的理论流量公式和所选择出结构参数的具体数值可得出：

$$Q = \frac{162n}{15000}$$

因减速机的减速比为 5:1 ($n_1:n=5:1$, n_1 为电机的转速)，联立角速度与转速公式 ($\omega_1 = 2\pi n_1$, ω_1 为电机的角速度)，一同代入螺杆泵的理论流量公式替换 n 得式 (4-16)：

$$Q = \frac{27}{25000\pi} \omega_1 \quad (4-16)$$

定义伺服电机的电磁转矩为 M ，忽略负载转矩，由力矩平衡定理可知有式 (4-17)：

$$M = J \frac{d\omega_1}{dt} + k_3 \omega_1 \quad (4-17)$$

电机的电磁转矩又可由电磁转矩方程式写成式 (4-18)：

$$M = k_1 I_1 \quad (4-18)$$

式 (4-19) 中 I_1 为电机的负载电流。联立式 (4-17)、(4-18) 得式 (4-19)：

$$I_1 = \frac{J}{k_1} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{k_3 \omega_1}{k_1} \quad (4-19)$$

电机在工作时产生的反电势如式 (4-20) 所示：

$$E_a = k_2 \omega_1 \quad (4-20)$$

电机正常工作时的电压平衡方程如式 (4-21) 所示：

$$U = L_1 \frac{dI_1}{dt} + I_1 R_1 + E_a \quad (4-21)$$

联立式 (4-19)、(4-20) 和 (4-21) 可得式 (4-22)：

$$U = \frac{L_1 \times J}{k_1} \frac{d^2(\omega_1)}{dt^2} + \frac{L_1 k_3 + R_1 J}{k_1} \frac{d\omega_1}{dt} + \left(\frac{R_1 k_3}{k_1} + k_2 \right) \omega_1 \quad (4-22)$$

将式 (4-22) 与式 (4-16) 都经 Laplace 变换得到含有 ω_1 的式 (4-23) :

$$\begin{cases} U(s) = \left[\frac{L_1 \times J}{k_1} s^2 + \frac{L_1 k_3 + R_1 J}{k_1} s + \left(\frac{R_1 k_3}{k_1} + k_2 \right) \right] \omega_1(s) \\ Q(s) = \left(\frac{27}{25000\pi} \right) \omega_1(s) \end{cases} \quad (4-23)$$

微型计量螺杆泵流量控制系统的传递函数可写成如式 (4-24) 所示:

$$G(s) = \frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{27}{25000\pi \times \left[\frac{L_1 \times J}{k_1} s^2 + \frac{L_1 k_3 + R_1 J}{k_1} s + \left(\frac{R_1 k_3}{k_1} + k_2 \right) \right]} \quad (4-24)$$

将表 4-2 中数据代入式 (4-24) 可得式 (4-25) :

$$G(s) = \frac{Q(s)}{U(s)} \approx \frac{27}{0.2585s^2 + 73.4502s + 24558.8439} \quad (4-25)$$

式 (4-25) 可化为标准化形式如式 (4-26) 所示:

$$G(s) = \frac{104.45}{s^2 + 284.16s + 95004.77} \quad (4-26)$$

由式 (4-26) 可知, 螺杆泵流量控制系统可看成是一个二阶系统, 其系统的无阻尼振荡频率 $\omega_n \approx 308.2 \text{ rad/s}$ 、阻尼比 $\zeta \approx 0.46$ 。通常, 阻尼比在 0.707 左右时, 系统具有较好的动态响应特性, 如果阻尼比较小, 需引入反馈控制来改善系统的阻尼比以提高系统的稳定性和响应速度。

为了更加直观地判断系统的稳定性, 需分析系统的幅频特性与相频特性^[58], 图 4-6 为系统的伯德图:

$$|G(j\omega)| = \frac{104.45}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_n)^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \quad (4-27)$$

$$\angle G(j\omega) = -\arctan\left(\frac{2\zeta\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2}\right) \quad (4-28)$$

由式 (4-27) 和伯德图可知:

- (1) 在低频段 ($\omega \ll \omega_n$) : 幅值为 $20\lg(104.45/95004.77) \approx -59.2\text{dB}$;
- (2) 在高频段 ($\omega \gg \omega_n$) : $20\lg(104.45) \approx 40.4\text{dB}$, 增益以 -40 dB/decade 的斜率下降;
- (3) 在自然频率附近 ($\omega \approx \omega_n$) : 由于阻尼比 $\zeta \approx 0.46$, 系统会出现一个共振峰值。

由式 (4-28) 和伯德图可知:

- (1) 在低频段 ($\omega \ll \omega_n$) : 相位接近 0° ;
- (2) 在高频段 ($\omega \gg \omega_n$) : 相位接近 -180° ;
- (3) 在自然频率附近 ($\omega \approx \omega_n$) : 相位从 0° 快速下降到 -180° 。

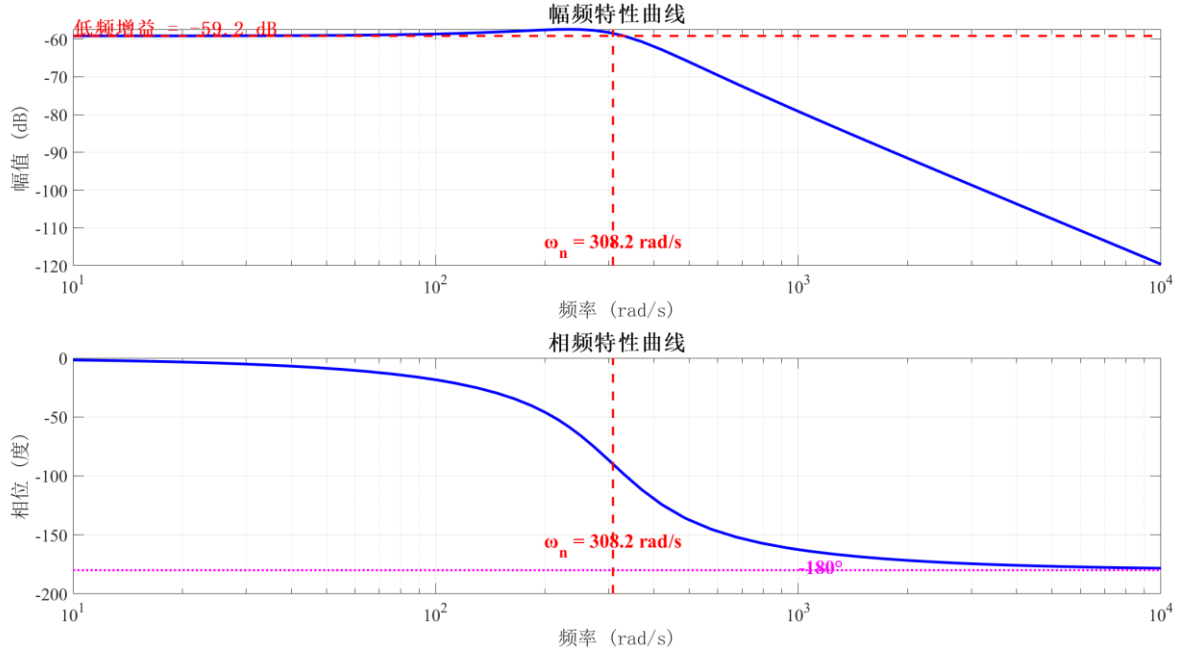


图 4-6 系统伯德图

综上所述，该系统是稳定的，但稳定性较差，需通过闭环控制系统进行校正，提高泵在输送溶液工作时流量的精确性、稳定性。

4.3.2 传统 PID 控制的流量系统仿真

PID 控制器通过对 K_p （比例增益）、 K_i （积分增益）、 K_d （微分增益）三个参数的整定来控制其系统的稳定性，式（4-29）为其基本原理和在控制系统中与输入、输出之间的表达关系式：

$$\begin{cases} e(t) = r(t) - c(t) \\ u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \\ G(s) = \frac{U(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \end{cases} \quad (4-29)$$

式中： $e(t)$ 为系统期望值与输出值的偏差； $G(s)$ 为 PID 控制系统的传递函数。

本文以当泵转子转速为 $240r/min$ 、输送水介质时，其出口流量 $2.532ml/s$ 为目标流量、仿真时间设为 $3s$ 。传统 PID 控制器中的参数根据经验法^[59]进行调整后得到的三个参数数值分别为： $K_p = 120$ 、 $K_i = 3000$ 、 $K_d = 60$ 。

4.3.3 模糊 PID 控制的流量系统仿真

模糊 PID 控制器^[60]将模糊数学的基本理论和方法融入传统 PID 控制器中，相比较传统 PID 控制器它有着更好的控制性能。对于系统中的模糊 PID 控制器的设计，首先将 E （流量偏差值）和 ec （流量值偏差变化率）作为输入变量、将传统 PID 控制器中的参数（ K_p 、 K_i 、 K_d ）作为输出变量；然后再对这些输入变量和输出变量进行模糊化输入

和输出，但在此过程需要根据实际情况确定模糊集合的数量和隶属度的形状^[61]，自行确定的结果如下：（1）控制器模糊子集的确定：本系统论域设定如下（ E 、 ec ： $\{-1\sim 1\}$ ； K_p 、 K_i 、 K_d ： $\{-2\sim 2\}$ ）。各个部分的模糊子集为正大（PB）、正中（PM）、正小（PS）、零（ZO）、负小（NS）、负中（NM）、负大（NS）。（2）确定隶属度函数和模糊控制规则表：从计算简便、处理时间快两方面^[62]选择了三角形的隶属度函数；模糊规则大多是基于多年的专家经验或通过试错法等具体实践方法归纳总结出来的，它们对于模糊 PID 控制中的 PID 参数的调节具有重要的参考价值，表 4-6 为根据专家经验而选择的模糊规则表。

表 4-6 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 模糊规则

E	ec						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PM/NM/NB	PS/NS/NB	ZO/ZO/NM	ZO/ZO/PS
NM	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PS/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/ZO/ZO
NS	PM/NB/ZO	PM/NM/NS	PM/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NS/PS/ZO
ZO	PM/NM/ZO	PM/NM/NS	PS/NS/NS	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NM/PS/NS	NM/PM/ZO
PS	PS/NM/ZO	PS/NS/ZO	ZO/ZO/ZO	NS/PS/ZO	NS/PS/ZO	NM/PM/ZO	NM/PB/ZO
PM	PS/ZO/PB	ZO/ZO/PS	NS/PS/PS	NM/PS/PS	NM/PM/PS	NM/PB/PS	NB/PB/PB
PB	ZO/ZO/PB	ZO/ZO/PM	NM/PS/PM	NM/PM/PM	NM/PM/PS	NB/PB/PS	NB/PB/PB

4.3.4 基于蜘蛛蜂算法优化 PID 控制的流量系统仿真

（1）蜘蛛蜂算法的基本原理

蜘蛛蜂（Spider Wasp Optimizer, SWO）算法模拟了雌性蜘蛛蜂为保证物种繁衍而采取的搜索、追捕、筑巢和交配的四个行为^[63]。

首先对蜘蛛蜂在搜索空间中的位置进行随机初始化，其初始化方式可如式（4-30）所示：

$$SW_i^t = H_1 + r \times (H_2 - H_1) \quad (4-30)$$

式中： SW_i^t 为当前时刻 t 的解，其中 i 为种群数量； H_1 、 H_2 分别为初始解的下界和上界； r 为 $[0, 1]$ 之间的随机向量。

当蜘蛛蜂在空间中的初始位置被确定好后，蜘蛛蜂将进入探索模式。探索模式有两种，分别为定步长的随机探索模式（如式 4-31 所示）和变步长的小范围探索模式（如式 4-32 所示）：

$$\begin{cases} SW_i^{t+1} = SW_i^t + \mu_1 \times (SW_a^t - SW_b^t) \\ \mu_1 = |r_n| \times r_1 \end{cases} \quad (4-31)$$

$$\begin{cases} SW_i^{t+1} = SW_c^t + \mu_2 \times [H_1 + r_2 \times (H_2 - H_1)] \\ \mu_2 = X \times \cos(2\pi l) \\ X = \frac{1}{1 + z^l} \end{cases} \quad (4-32)$$

式中： SW_i^{t+1} 为下一时刻 $t+1$ 的解； SW_a^t 、 SW_b^t 、 SW_c^t 为总体中随机选取的个体。 μ_1 、 μ_2 为调整步长的系数。 r_n 为使用正态分布生成的随机数； r_1 、 r_2 为 $[0, 1]$ 之间的随机数； X 为控制 μ_2 振幅的系数， z 为自然常数， l 为 $(-2, 1)$ 之间的随机数。

当蜘蛛蜂在探索阶段寻找到猎物后，蜘蛛蜂会进入到追捕阶段，在该阶段会出现成功捕杀猎物或猎物逃逸掉的两种结果^[64]。当成功捕杀到猎物后，其行为表达方式可如式（4-33）所示；当猎物逃逸后，蜘蛛蜂在追逐过程中会因彼此之间过大的距离产生新的位置，其新位置更新方式可如式（4-34）所示

$$\begin{cases} SW_i^{t+1} = J_C \times |2 \times r_3 \times SW_a^t - SW_i^t| \\ J_C = \left[2 - 2 \times \left(\frac{f}{f_{\max}} \right) \right] \times r_4 \end{cases} \quad (4-33)$$

$$SW_i^{t+1} = SW_i^t \times v_c \quad (4-34)$$

式中： J_C 为决定黄蜂速度变化的因子； r_3 、 r_4 为 $[0, 1]$ 之间的随机数； f 、 $f_{\max}$ 分别为当前适应度和最大适应度； v_c 为 $[-k, k]$ 之间根据正态分布生成的向量， $k = 1 - \frac{f}{f_{\max}}$ 。

当蜘蛛蜂成功捕杀到猎物后会进入到筑巢阶段，该阶段下蜘蛛蜂筑造巢穴的行为会有两种选择方式，一种是将猎物拖拽至最合适位置并就该位置进行筑巢（其行为表达形式可如式 4-35 所示）、另一种是就从在种群中捕获到的猎物的位置进行筑巢^[65]（其行为表达形式可如式 4-36 所示）。在第二种筑巢方式下，蜘蛛蜂会使用额外的步长来避免在同一位置上建造起了两个巢穴。

$$SW_i^{t+1} = SW^* + \cos(2\pi l) \times (SW^* - SW_i^t) \quad (4-35)$$

$$SW_i^{t+1} = SW_a^t + r_5 \times |\gamma| \times (SW_a^t - SW_i^t) + (1 - r_5) \times U \times (SW_b^t - SW_c^t) \quad (4-36)$$

式中： SW^* 为当前生成的最优解； γ 为由Levy飞行分布生成的引导搜索大小和方向的数； r_5 为 $[0, 1]$ 之间的随机数； U 为一个随机全为0或1的向量。

当蜘蛛蜂筑巢完毕后，会进入到交配繁殖阶段。蜘蛛蜂的卵代表新的潜在解，其可如式（4-37）所示。为了区别性别上的差异，通过选择式（4-38）的方式来生成雄性蜘蛛蜂。

$$SW_i^{t+1} = Crossover(SW_i^t, SW_m^t, C_R) \quad (4-37)$$

$$\begin{cases} SW_m^{t+1} = SW_i^t + e^t \times |\beta| \times v_1 + (1 - e^t) \times |\beta_1| \times v_2 \\ v_1 = \begin{cases} x_a - x_i, f(x_a) < f(x_i) \\ x_i - x_a, \text{其他} \end{cases} \\ v_2 = \begin{cases} x_b - x_c, f(x_b) < f(x_c) \\ x_c - x_b, \text{其他} \end{cases} \end{cases} \quad (4-38)$$

式中: *Crossover* 为均匀交叉算子; SW_m^t 为雄性蜘蛛蜂的向量; C_R 为交叉概率; β 、 β_1 表示根据正态分布生成的随机数, 用于调节子代解特征; e^t 表示决定种群中的其他解信息 v_1 和 v_2 在新解中的特征。

(2) 蜘蛛蜂—PID 算法原理

设定待优化参数为 K_p 、 K_i 、 K_d , 初始种群 $i = 500$, 初始解的下界 $H_1 = (0, 0, 0)$ 、初始解的上界 $H_2 = (5000, 5000, 5000)$, 迭代次数为 500 次。为了降低系统的状态偏差、加快系统稳定时间、减少系统超调量, 构建的适应度函数如式 (4-39) 所示:

$$F = w_1 \times E + w_2 \times t_s + w_3 \times M_p \quad (4-39)$$

式中: w_1 , w_2 , w_3 为权重系数 (本文中分别设为: 0.4、0.3、0.3)、 E 为系统实际输出和期望输出偏差值、 t_s 为系统调整时间、 M_p 为系统超调量。

通过蜘蛛蜂算法优化 PID 得到的三个参数分别为: $K_p = 40$ 、 $K_i = 4000$ 、 $K_d = 250$ 。

4.3.5 三种 PID 控制方法下的流量系统仿真结果对比

在 Simulink 环境下, 对系统同时使用蜘蛛蜂算法优化 PID、模糊 PID、传统 PID 控制器模型, 搭建的仿真模型框图如图 4-7 所示、整体仿真结果如图 4-8 所示:

图 4-8 中 A1、A2、B1、B2、C1、C2 这六个点的坐标分别为 (0.15 s, 1.266 ml/s)、(0.68 s, 2.4054 ml/s)、(0.19 s, 1.266 ml/s)、(0.98 s, 2.4054 ml/s)、(0.24 s, 1.266 ml/s)、(0.79 s, 2.4054 ml/s)。

由图 4-8 可看出, 当对系统使用蜘蛛蜂算法优化 PID 控制器时, 系统延迟时间为 0.15 s、调整时间为 0.68 s, 对比使用模糊 PID 控制器、传统 PID 控制器, 其延迟时间会缩短、调整时间会加快。综上所述, 将蜘蛛蜂算法优化 PID 控制器用于系统时, 更能保证系统工作时流量的精度、更能使系统迅速地达到稳定状态。

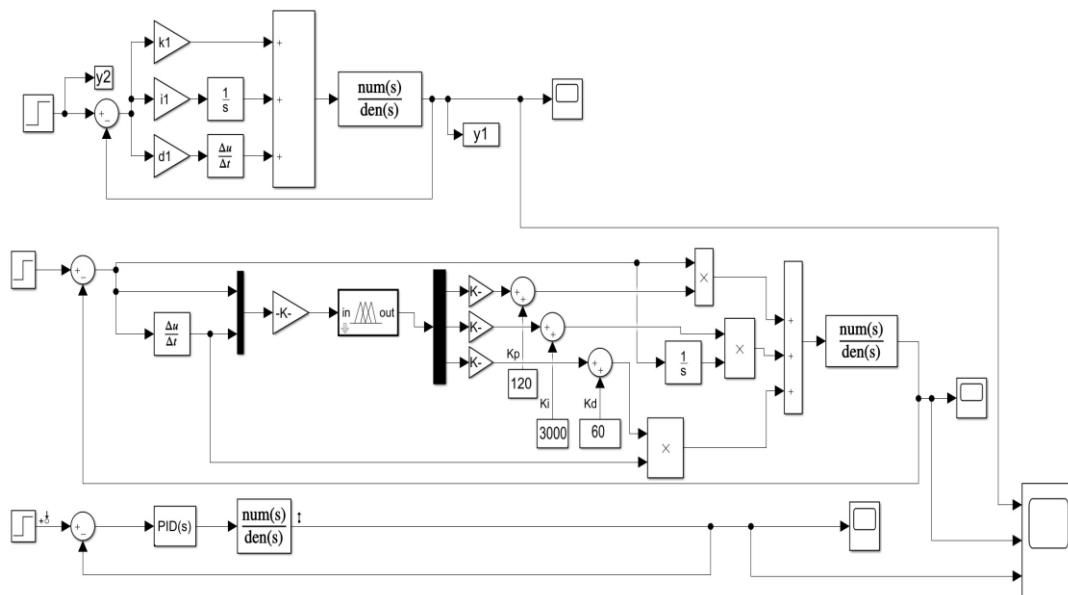


图 4-7 三种 PID 控制器应用于系统模型框图

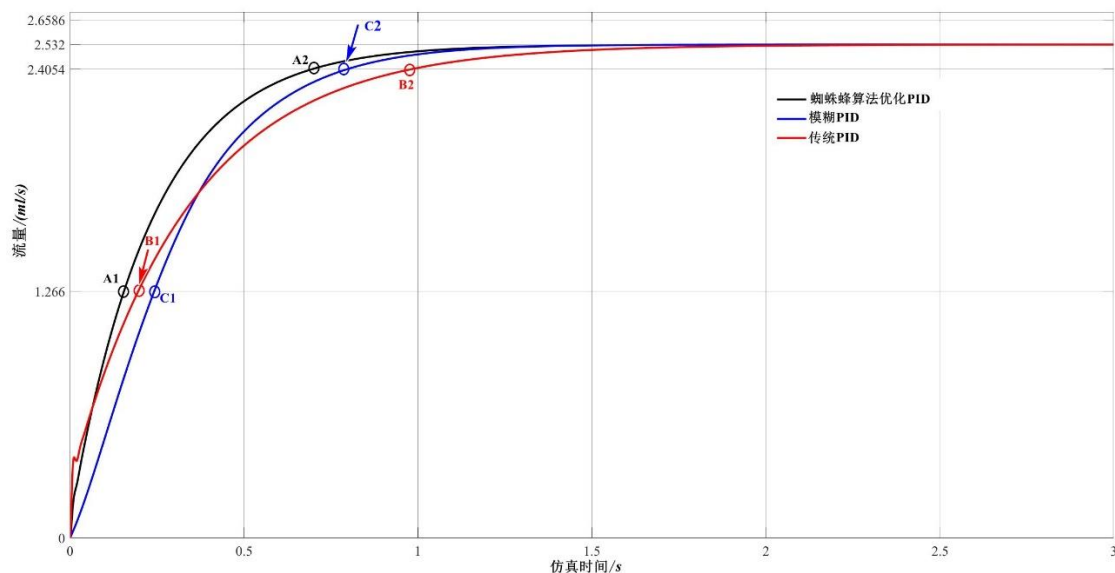


图 4-8 三种 PID 控制方法仿真结果对比

4.4 本章小结

本章首先基于选定的最优组螺杆泵定子结构参数，结合实际应用需求，首先计算转子的轴向力，并以此为指标选型出合适的伺服电机、减速机和控制器。随后，将螺杆泵出口流量公式中的转子转速替换为电机转速，并详细分析伺服电机中电压、电流与转速之间的关系，从而构建完整的流量控制系统的传递函数。通过分析传递函数，发现系统稳定性较差。为解决这一问题，分别采用传统 PID 控制、模糊 PID 控制、蜘蛛蜂算法优化 PID 控制方法对螺杆泵出口流量进行调节。仿真结果表明，对比使用传统 PID、模糊 PID 控制方法，当对系统使用蜘蛛蜂算法优化 PID 控制方法，其系统延迟时间会缩短、调整时间会加快，展现出更优异的控制性能。

第 5 章 微型计量螺杆泵实验验证与结果分析

在完成微型计量螺杆泵的结构设计、流场模拟及控制系统设计后，对螺杆泵进行实验验证和结果分析成为验证理论模型和仿真结果正确性的关键步骤。通过搭建实物样机并进行实验研究，可以直观地评估泵在实际运行中的性能表现，同时检验仿真模型的准确性。

5.1 微型计量螺杆泵整机实验系统搭建

图 5-1 为搭建的微型计量螺杆泵测试实验用装置的实物模型图，阀门出口通过六角扳手来调节，以起到增大或减小螺杆泵出口压力的效果。

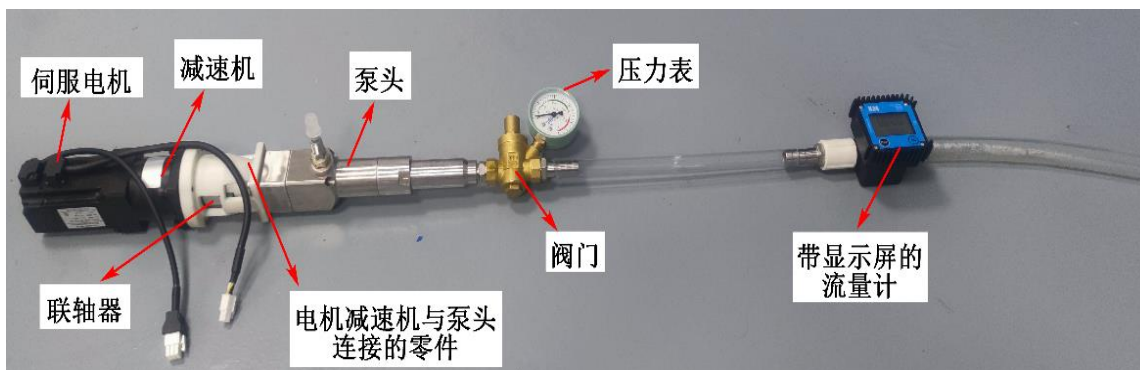


图 5-1 螺杆泵测试实验装置的实物模型图

图 5-2 为螺杆泵在测试时所用的流量计实物图，本文选用的流量计类型为 4 分外丝齿轮表，该流量计在测量时需要有一定的溶液流速带来冲击，故在测量不同粘度溶液的出口流量时需铺设不同长度的管道，以保证流量计测量的准确性；图 5-2 所示的流量计实物，其显示屏上方数值代表流过的溶液总体积、显示屏下方数值代表溶液的体积流量。



图 5-2 螺杆泵测试用流量计实物图

图 5-3 为接入控制装置后的整体图。供液泵将溶液输送到螺杆泵的进口腔体中，当转子正转时，定转子配合间隙处的空气会不断的向外排出，吸引溶液进入。螺杆泵通常有一定的自吸能力，在面对粘度不高的溶液时，无需供液泵提供抽取压力。图 5-3 中烧杯量程为 500 ml，可作为验证流量计测量数值的一个工具。

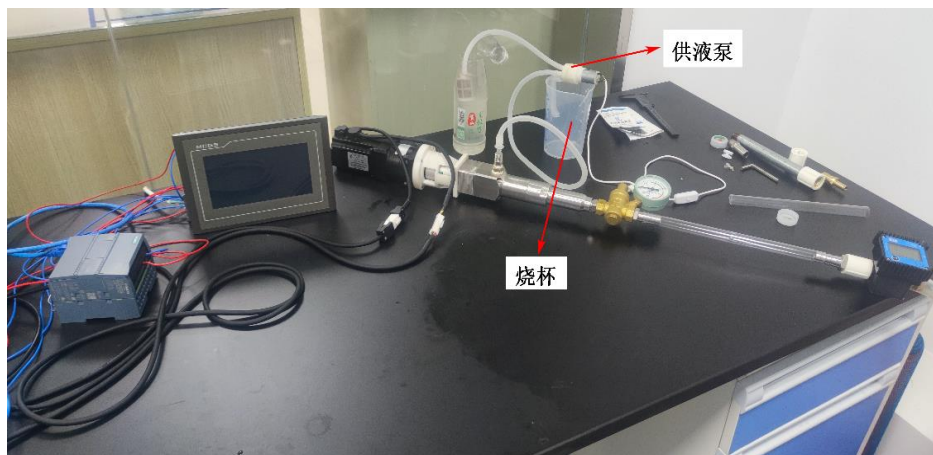


图 5-3 螺杆泵接控制装置、测试装置后整体实物图

图 5-4 为配比不同粘度溶液时所需的设备的整体实物图。羧甲基纤维素钠是一种纤维素羧甲基醚的钠盐，又称为增稠剂，易于分散在水中溶解生成透明状溶液，作为形成不同粘度溶液的物质^[66]。粘度杯可以用来测试溶液的粘度，本文所用粘度杯品名为便携式涂 4 号粘度杯、型号为 LND-A，它是一种便携式仪器，对溶液粘度进行条件测量的方法如下：当被测液体盛满特定容器后，在标准管孔内流出所需时间来标定溶液的运动粘度^[67]。

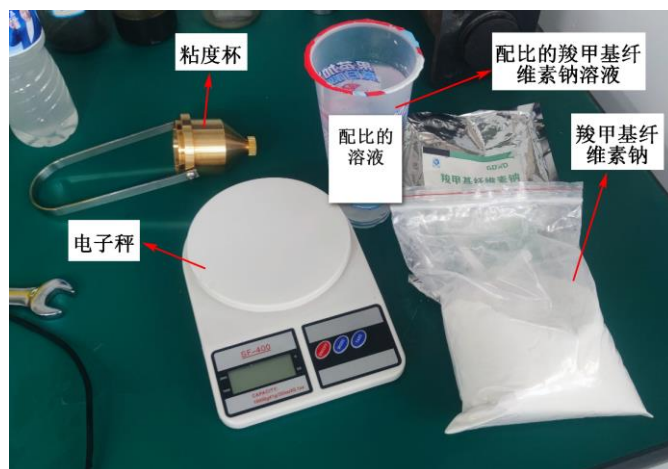


图 5-4 配比不同粘度溶液所需设备的整体实物图

粘度杯的技术参数如表 5-1 所示；粘度计算公式如式（5-1）所示，式中： t 为流出时间、 ν 为运动粘度。电子秤用来测量所配比出的溶液的质量、图 5-3 中烧杯用来测量所配比溶液的体积，通过质量和体积数值可算出所配比溶液的密度。将密度数值代入式（5-2）中，可得出溶液的动力粘度。式（5-2）中： μ 为动力粘度、 ρ 为密度。

表 5-1 粘度杯的技术参数

容量	内径	漏嘴长度	内锥体角	孔嘴内径	外观尺寸
100ml	$\Phi 49.5\text{mm}$	4mm	$81 \pm 15^\circ$	$\phi 4\text{mm}$	$220 \times 80 \times 70\text{mm}$

$$\begin{cases} t = 0.154v + 11 (t < 23s) \\ t = 0.223v + 6.0 (23s \leq t < 150s) \end{cases} \quad (5-1)$$

$$\mu = \rho \times v \quad (5-2)$$

5.2 控制系统设计

5.2.1 PLC 程序编写

本文先在伺服驱动器上设置电子齿轮比数值,将电机旋转一圈的脉冲数设定为 3000。通过使用 PLC 中的 CTO 指令,设置 PLC 单位时间内发送的脉冲数来控制伺服电机的转速;使用 PLC 中的接通延时定时器指令,用来控制伺服电机的运转时间。

图 5-5、图 5-6 为在博途软件上对 PLC 的组态。启用脉冲发生器,根据伺服驱动器引脚的实物接线设置电机脉冲输出为 Q0.2、方向输出为 Q0.1。

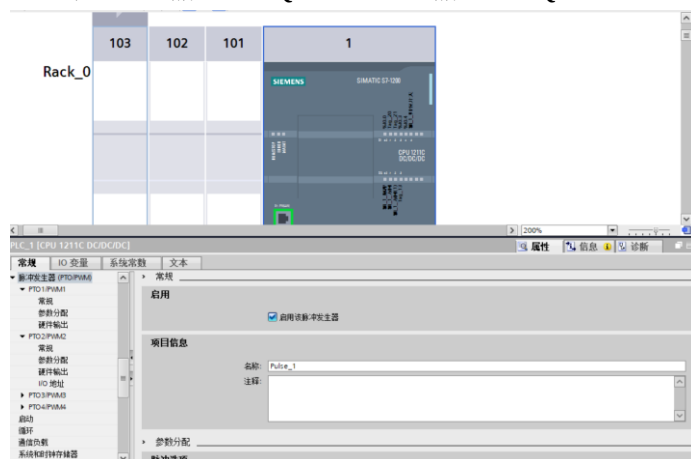


图 5-5 设备组态 1

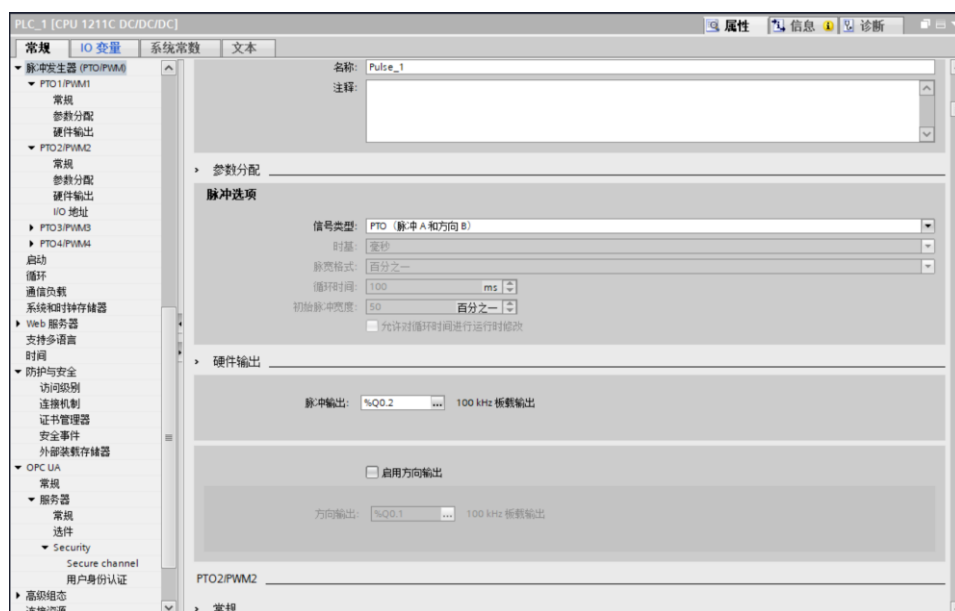


图 5-6 设备组态 2

图 5-7 为对微型计量螺杆泵进行性能测试实验时所编写的 PLC 程序。字符串(MD0)

代表所需的泵转速。图 5-7 中编写的程序，在运行时会先使泵的转子反转 1s，以使定转子间隙内的溶液回吸；然后再对泵的转子进行正转 90 s；当计时结束后 PLC 会将输出脉冲数变为 0，即时伺服电机、泵的转子会停止运转。

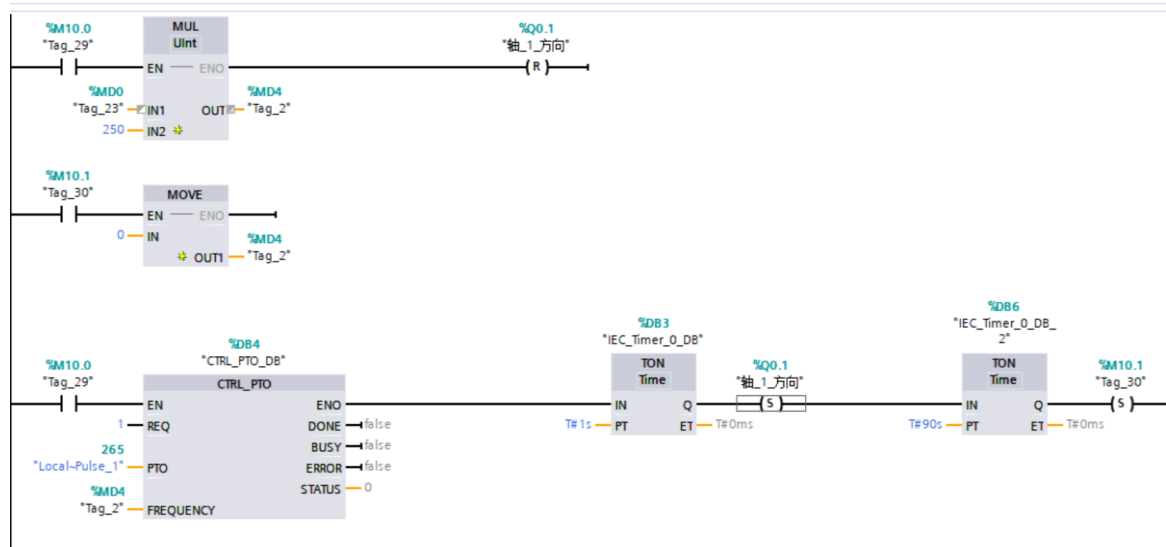


图 5-7 PLC 程序

5.2.2 触摸屏控制器组态

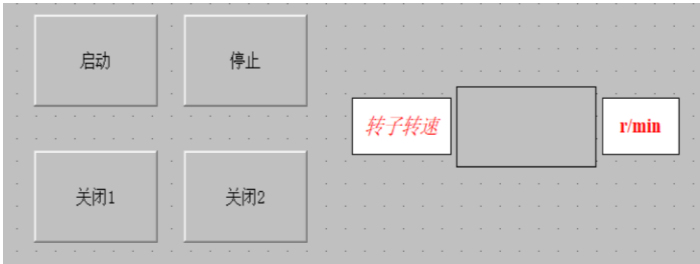
为了通过使用人机交互功能来实现调节螺杆泵的运动，在 MCGS 组态软件上对触摸屏控制器进行设置。图 5-8 为在组态软件上进行的 IP 地址信息的设置，本地 IP 地址为自行设置的触摸屏实物的 IP 地址、远端 IP 地址为 PLC 控制器的 IP 地址，两个地址的网段的前半部分一样、后半部分不一致。



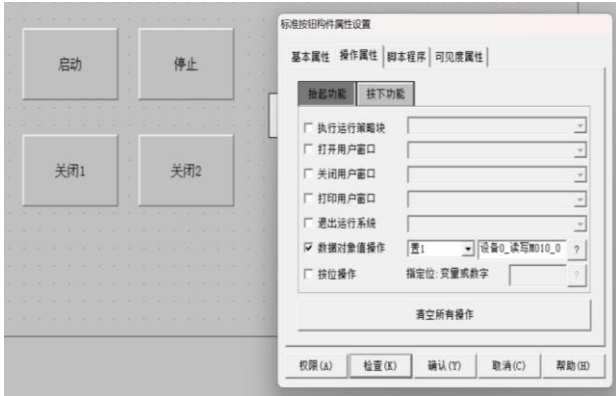
图 5-8 触摸屏组态 1

根据螺杆泵的实际应用场景在软件上组态出相应画面，其画面如图 5-9 所示，同时在软件上设置与 PLC 中相应中继点和存储位置的数据对象值来实现通信作用，使其具

有人机交互的功能。图 5-10 为在触摸屏实物中所呈现的画面。



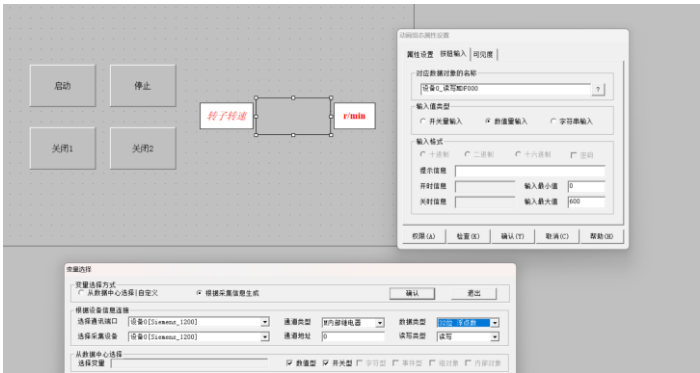
(a) 触摸屏总体按钮画面



(b) 触摸屏启动按钮设置



(c) 触摸屏停止按钮设置



(d) 触摸屏转速按钮设置

图 5-9 触摸屏组态 2

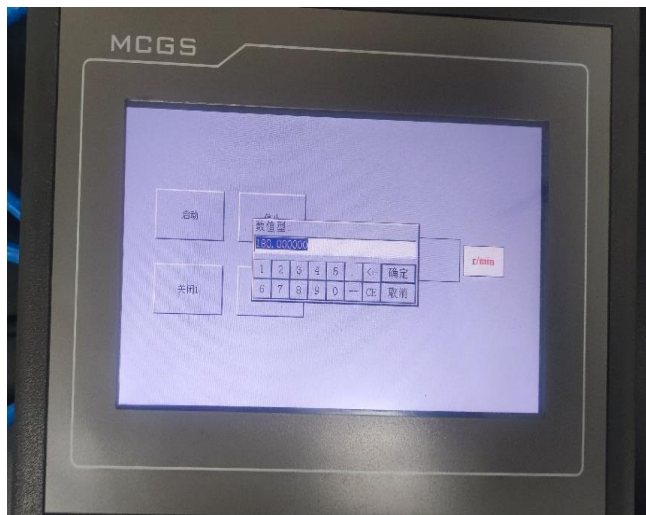


图 5-10 触摸屏控制器实物画面

5.3 实验结果分析

5.3.1 转子转速对螺杆泵出口流量的影响

为了验证不同转子转速对螺杆泵出口流量的影响，本文使用水介质进行实验研究，泵在工作时通过自身的自吸能力来进行溶液的输送、在工作过程中通过压力表测得泵的出口压力为0。图 5-11 为通过实验测得的不同转子转速下螺杆泵出口的流量体积、表 5-2 为在不同转子转速下测得的螺杆泵出口体积分流量的仿真值和实验值对比。

由图 5-11 可知，当转子转速逐渐提高时，螺杆泵出口的流量体积也逐渐提高，且转速与出口溶液的流量体积之间存在一种正比例关系，从而也证明了在第二章中推出的螺杆泵理论流量公式的准确性；当转子转速提升 1 r/s 时，螺杆泵在 90 s 内出口流量体积增加约为 56 ml ，体积分流量增加速率约为 0.622 ml/s 。由表 5-2 可知，仿真值和实验值之间最大差距为 0.034 ml/s ，差距很小，足以证明仿真实验的正确性。

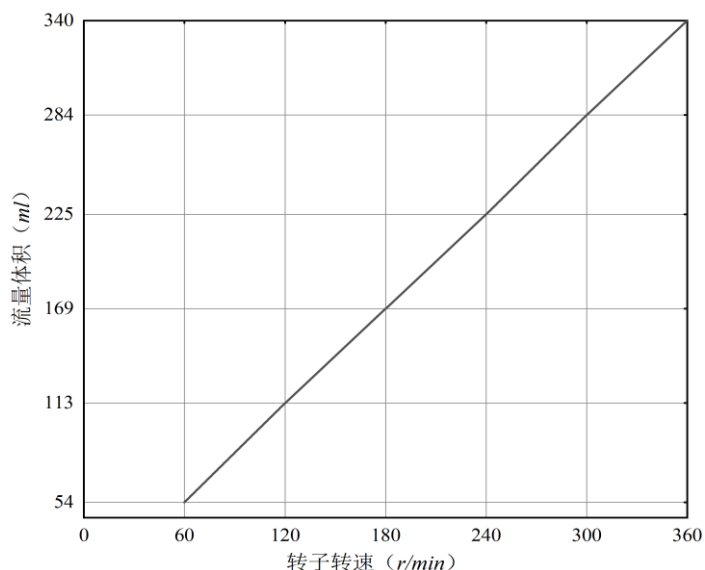


图 5-11 不同转子转速下螺杆泵出口流量体积

表 5-2 不同转子转速下测得的螺杆泵出口体积流量的仿真值及实验值

转子转速 (r/min)	仿真体积流量 (ml/s)	实验体积流量 (ml/s)
60	0.634	0.600
120	1.270	1.255
180	1.901	1.878
240	2.532	2.500
300	3.170	3.153
360	3.800	3.778

当转子转速为 $240\ r/min$ 时，在仿真软件上测得的螺杆泵排出的流量体积应为 $228\ ml$ ，与实验值相差 $3\ ml$ ；当转子转速提高至 $500\ r/min$ 时，通过实际实验测得的流量体积为 $470\ ml$ ，与通过仿真软件得出的仿真值相差 $6\ ml$ 。证明，当转子转速逐渐提高时，螺杆泵泄漏量会变大。为解决泄漏量随转子转速升高而逐渐增大的问题，本文通过使用脉冲流量计，通过在 PLC 中使用 PID 指令额外增加转子转速，使泵的出口溶液的体积流量达到目标值。

图 5-12 为搭建的微型计量螺杆泵流量反馈控制实验装置的实物模型图，使用到的流量计是一种 NPN 型传感器、采用直流 $24\ V$ 供电；图 5-13 为螺杆泵流量反馈实验装置与控制系统联合搭建的实物模型图。

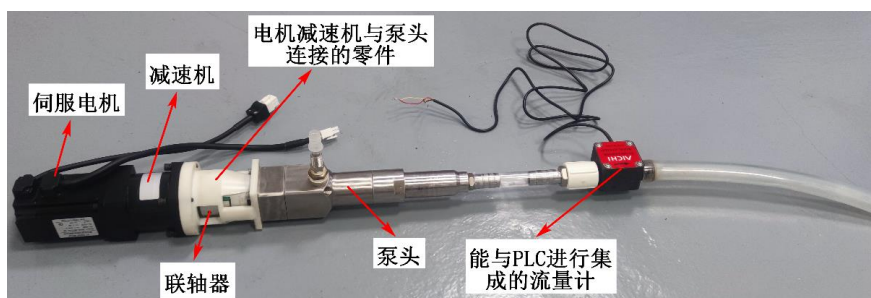


图 5-12 螺杆泵流量反馈控制实验的装置实物模型图

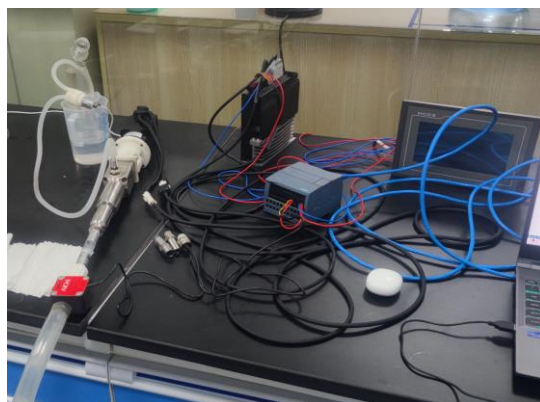


图 5-13 螺杆泵流量反馈实验装置与控制系统联合搭建的实物模型图

该流量计通过发送脉冲的形式来反映出采集到的流量数值，该流量计产品给定的频率与流量计算公式如式（5-3）所示：

$$Fa = A \times Q_2 \quad (5-3)$$

式中： Fa 为频率、 A 为常数，数值为 2.5（单位： $HZ \cdot min/L$ ）、 Q_2 为流量；公式解释：当流量计测得流量为 $1L/min$ 时，流量计脉冲信号线输出频率为 $2.5HZ$ 。

对于该流量反馈实验，在伺服驱动器上设置伺服电机转一圈所需脉冲数为 1200、设定转子转速为 500 r/min 、泵输送水介质、电机和转子运转 20 s 。由前文可知，在该转速下螺杆泵出口体积流量应为 0.3173 L/min ，螺杆泵在工作时 PLC 程序中的计数器指令在这 20 s 内采集到的脉冲上升沿数值应为 16。本文将该所需脉冲上升沿数值设定为目标值、PLC 中计数器记录的上升沿信号为 PID 控制的数字量输入、额外所需增加的转子转速为数字量输出。

图 5-14、图 5-15、图 5-16 为进行流量反馈控制实验后所得出的结果。由结果可知，当转子转速为 508 r/min 时，在 20 s 内、泵输送水介质时，流量计采集到的脉冲上升沿数值才能达到设定的目标值。

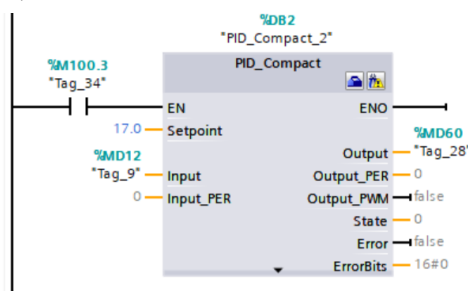


图 5-14 流量反馈控制实验中 PID 指令的设置

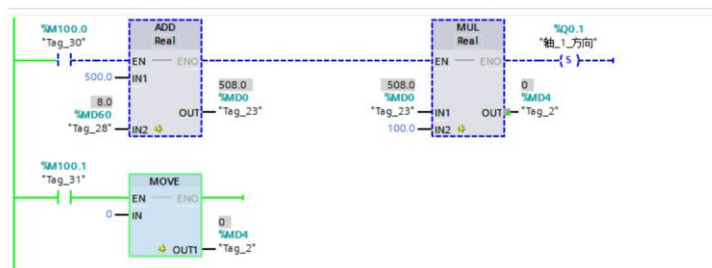


图 5-15 流量计反馈控制实验中转速变化情况

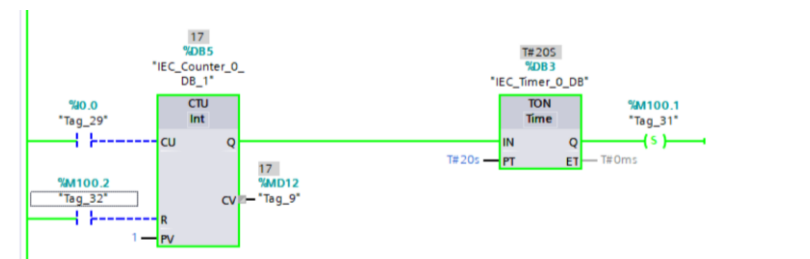


图 5-16 流量计反馈控制实验中流量计计数情况

5.3.2 进出口压差对螺杆泵出口流量的影响

螺杆泵的出口压力通常会影响到泵的出口流量；泵的出口压力在实际应用中可以反应在泵在输送溶液时能到达的高度位置上。为探究不同进出口压差对螺杆泵出口流量的影响，在转子转速为 240 r/min 、运转 90 s 时，用水溶液进行实验。螺杆泵通过自吸能力进行溶液的输送。在螺杆泵输送溶液时，通过使用六角扳手调节阀门改变压力表数值，以起到改变螺杆泵出口压力的效果。本文通过使用工具实现压力表达达到 0 、 0.03 、 0.06 、 0.09 Mpa ，并在这些出口压力下进行螺杆泵出口流量的实验研究。

图 5-17 为通过实验测得的泵出口流量体积与进出口压差的变化关系图。由图 5-17 可知，在该工作环境下四种压差对应的螺杆泵出口流量体积分别为 225 、 180 、 139 、 107 ml ，由此可看出螺杆泵出口流量体积会随着进出口压差的增大而减小，同时当压差越来越大时，螺杆泵出口流量体积的变化率会不断变低。这也同时说明了该螺杆泵在输送溶液时难以产生过大的出口压力。表 5-3 为在不同转子转速下测得的螺杆泵出口体积分流量的仿真值及实验值，由表 5-3 可看出仿真值和实验值之间最大差距为 0.052 ml/s ，差距较小，足以证明仿真实验的准确性。

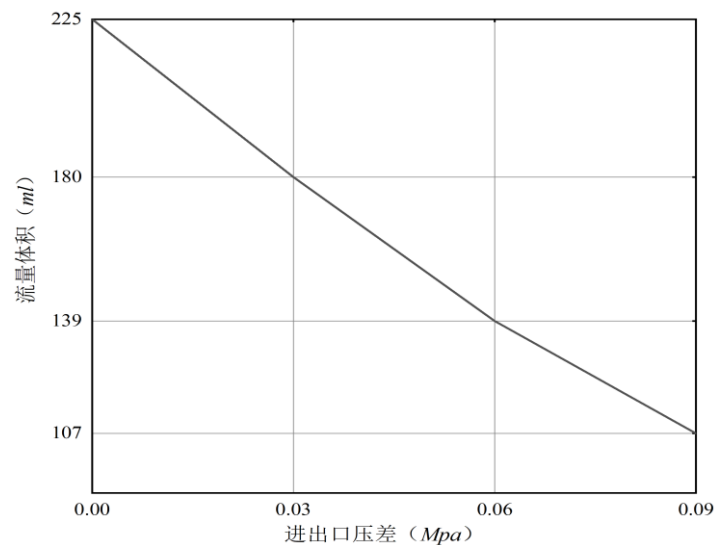


图 5-17 进出口压差与螺杆泵出口流量体积的关系图

表 5-3 不同进出口压差下测得的仿真及实验螺杆泵出口体积分流量

进出口压差 (Mpa)	仿真体积分流量 (ml/s)	实验体积分流量 (ml/s)
0	2.532	2.500
0.03	2.052	2.000
0.06	1.573	1.544
0.09	1.212	1.189

5.3.3 溶液粘度对螺杆泵出口流量的影响

为探究不同粘度溶液对螺杆泵出口流量的影响，需使用粘度杯、电子秤、烧杯等工具，配比出 7 mpas 、 80 mpas 、 150 mpas 这三种不同粘度的羧甲基纤维素钠溶液。

先研究这三种不同粘度的溶液在不同转子转速下，螺杆泵出口流量体积的变化情况。三种转子转速分别为 60 r/min 、 240 r/min 、 360 r/min ，泵运转 90 s ；在进行测试实验的全过程中，使用六角扳手调节阀门出口，一直保证压力表的数值约在 0 Mpa （即确保进出口压差为 0 ），最后得出实验结果如图 5-18 所示。如图 5-18 可知，当螺杆泵输送不同粘度的溶液时，其出口流量都与转子转速成正比关系，但在低转速下输送粘度较大的溶液时其溶液的流量体积会相较于输送粘度较低的溶液时的流量体积要小。

然后再分析三种不同粘度溶液在四种不同进出口压差（ 0 、 0.03 、 0.06 、 0.09 Mpa ）下螺杆泵出口流量体积的变化情况。本文以转子转速在 240 r/min ，转子运转 90 s 时进行实验研究，其实验结果如图 5-19 所示。如图 5-19 可知，当进出口压差逐渐增大时，泵在输送粘度最小的溶液时其出口的流量体积会随着压差的增大而减小的越快、输送粘度相对较大的溶液时变化相对较小。同时由图可知，当输送溶液的粘度为 80 mpas 时，螺杆泵出口的流量体积在面临当需要进出口压差为较大的环境下仍然能保持在一个比较高的值。

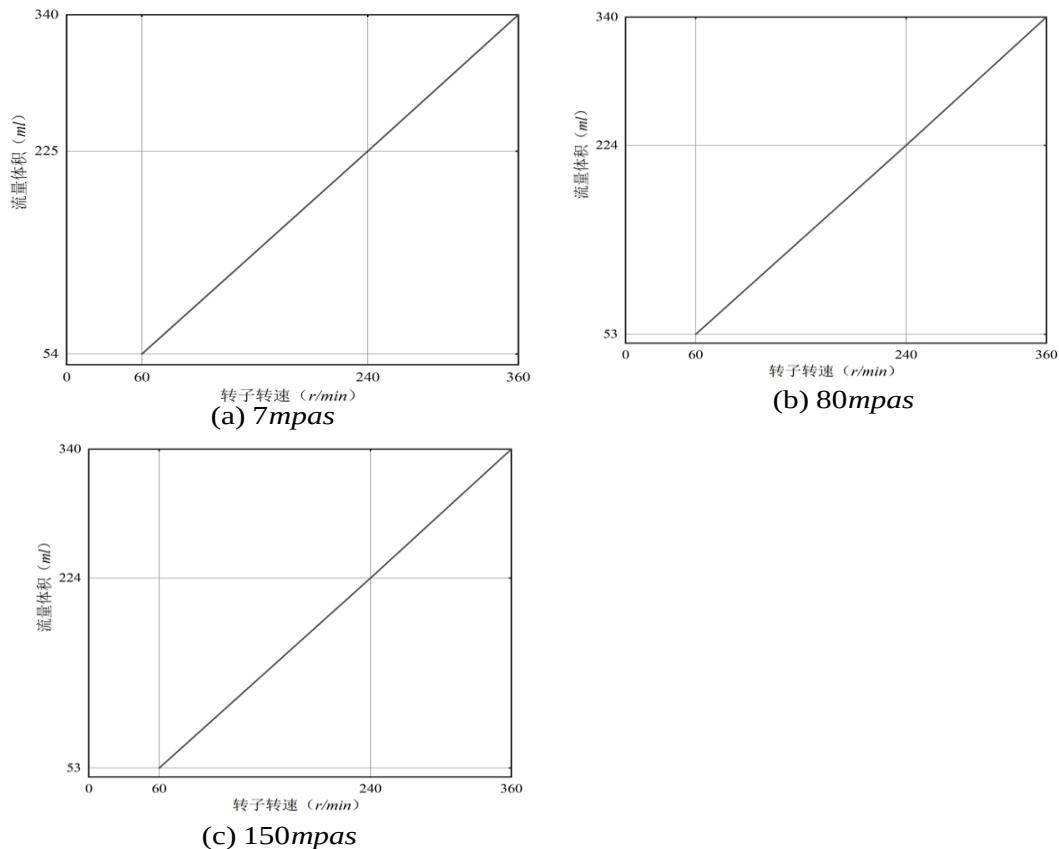


图 5-18 三种粘度溶液在三种转速下螺杆泵出口流量体积

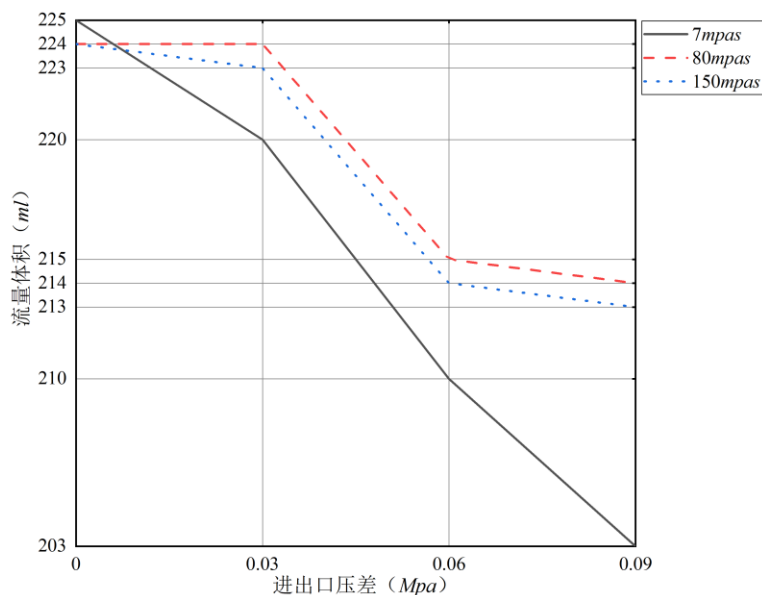


图 5-19 三种粘度溶液在四种进出口压差下螺杆泵出口流量体积

5.4 本章小结

本章对搭建好的螺杆泵实物进行实验研究。首先，描述了实验中所用到的设备与材料，包括流量计、压力表、阀门、羧甲基纤维素钠（用于配制不同粘度的溶液）以及粘度杯。随后，对控制系统进行组态配置，并开展实验测试。通过分析不同转子转速下的实验结果，发现在该环境下通过仿真与实验测得的螺杆泵出口流量最大误差为 0.034 ml/s 、最大误差率为 5.667% ，且两者均能体现出螺杆泵的出口流量与转子转速成正比关系。在不同进出口压差环境下，通过仿真与实验测得的螺杆泵出口流量最大误差为 0.052 ml/s 、最大误差率为 2.6% ，更进一步验证了仿真和理论流量公式的正确性。此外，本文还通过实验分析了 7 mpas 、 80 mpas 、 150 mpas 这三种不同粘度溶液在不同转子转速和不同进出口压差下螺杆泵出口流量的变化规律。结果表明，无论螺杆泵在输送哪种粘度溶液时，其出口流量仍与转子转速成正比关系；当螺杆泵输送的溶液粘度约为 80 mpas 时，螺杆泵能够很好地适应进出口压差为较大的工作环境。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本文以如何设计一个性能优异的微型计量螺杆泵为研究对象，完成了螺杆泵定转子结构参数的最优选择，并通过计算和选型搭建出螺杆泵实物、分析了在不同工况环境下螺杆泵性能上的变化。以下是本文主要工作内容的总结。

(1)对螺杆泵中关键部件转子和定子进行研究，针对转子和定子的线型关系构建数学模型，得出定子转子在一个定子螺距内的不重合区间、推导出螺杆泵出口的理论流量公式，同时以理论流量公式为理论基础，确定出螺杆泵定转子结构参数可取值的 91 组情况。

(2)建立螺杆泵的流体仿真模型，在不同情况下分别以螺杆泵出口流量或转子在 X, Y, Z 三个方向上的受力情况为判断指标，选择出最优的一组偏心距、转子截面圆直径、转子螺距、定转子间隙的具体数值（最终得出数值分别为：1.77 mm、8.08 mm、11.327 mm、0.02 mm）；最后，基于最优的定转子结构参数建立一个仿真模型，以深入分析该模型在不同转速、不同进出口压差以及运输不同粘度液体时，螺杆泵出口的流量变化、转子扭矩的变化以及转子轴功率的变化，同时还分析了转子在 X、Y、Z 三个维度上的流场速度云图的变化关系和转子流场压力云图的变化关系。

(3)基于选定的最优组螺杆泵定转子结构参数，结合实际应用需求，首先计算转子的轴向力，并以此为依据选型出合适的伺服电机、减速机和控制器。随后，详细分析伺服电机中电压、电流与转速之间的关系，并将泵出口流量公式中的转子转速替换为电机转速，构建完整的流量控制系统传递函数。通过分析传递函数，发现系统稳定性较差。为解决这一问题，分别采用传统 PID 控制、模糊 PID 控制、蜘蛛蜂算法优化的 PID 控制，对螺杆泵出口流量进行调节。通过仿真分析，蜘蛛蜂算法优化 PID 控制方法在螺杆泵出口流量调节中表现最优，相较于传统 PID、模糊 PID，其具有更好的控制效果和稳定性。仿真结果表明，蜘蛛蜂算法优化 PID 控制方法在系统延迟时间（0.15 s）和调整时间（0.68 s）方面均快于模糊 PID 控制（延迟时间 0.24 s，调整时间 0.79 s）和传统 PID 控制（延迟时间 0.19 s，调整时间 0.98 s），展现出更优异的控制性能。

(4)对搭建好的螺杆泵实物进行实验研究，先对用到的流量计、压力表、阀门、羧甲基纤维素钠、粘度杯等仪器进行描述，然后对控制系统进行组态，最后通过分析在不同转子转速下螺杆泵出口流量的变化关系、不同进出口压差下螺杆泵出口流量的变化关系、不同粘度溶液下螺杆泵出口流量的关系，得出如下结论：不同转子转速下通过仿真和实验测得的螺杆泵出口流量最大误差为 0.034 ml/s、最大误差率为 5.667%，通过仿真和实验都可看出螺杆泵出口流量与转速之间存在正比关系、在不同进出口压差下仿真和实验

测得的螺杆泵出口流量最大误差为 0.052 ml/s ，最大误差率为 2.6%、当螺杆泵输送溶液粘度约为 80 mpas 时，其能很好地适应螺杆泵进出口压差为较大的工作环境。这些结论不仅证明了仿真实验结果和螺杆泵出口理论流量公式的正确性，同时也证明出所搭建出的螺杆泵实物质量较好，为该泵的实际应用提供了重要的参考价值。

6.2 展望

本文虽然从理论、仿真以及实验方面对如何制造一个高性能的微型计量螺杆泵产品进行了相对较为完整性的研究，但是仍然存有不足之处。

(1) 在面对螺杆泵工作时出口流量的调节时，使用到了基于蜘蛛蜂算法优化 PID 控制方法，但是在实验过程中受理论知识及时间等诸多因素的限制，只做了基于传统 PID 控制的流量调节，对于蜘蛛蜂算法优化 PID 控制方法只存在仿真，没有实验验证。

(2) 虽然对泵的流量控制系统使用蜘蛛蜂算法产生较好的效果，但如果运用更为先进的智能算法优化 PID 控制，是否会有更优的控制精度。

(3) 购买的阀门设备需要通过扳手来手动调节出口压力的大小、压力表也需要人工观测数值，在调节螺杆泵出口流量达到某一压力值时很费工作，后续可以对其进行智能化的升级。

(4) 购买的粘度杯、羧甲基纤维素钠，在测量、配比不同粘度溶液时很难保证一次性配制出所需粘度的溶液，需要不断加水稀释或添加羧甲基纤维素钠粉末，受时间等诸多因素影响，本文只探讨出设计的螺杆泵在输送溶液粘度约为 80 mpas 时，螺杆泵能够很好地适应进出口压差较大的工作环境，没有得出该环境下适合螺杆泵输送的最优粘度溶液。

参考文献

- [1] 关晓丹,梁万雷.微电子封装技术及发展趋势综述[J].北华航天工业学院学报, 2013, 23(01): 34-37.
- [2] 孙道恒,高俊川,杜江,等.微电子封装点胶技术的研究进展[J].中国机械工程, 2011, 22(20): 2513-2519.
- [3] 赵翼翔,陈新度,陈新.微电子封装中的流体点胶技术综述[J].液压与气动, 2006, (02): 52-54.
- [4] Shi S, Nie Z, Wang C, et al. Study of the Screw Pump Influence on the Characteristics[C]. International Field Exploration and Development Conference. Singapore: Springer Nature Singapore, 2022: 3167-3181.
- [5] Yoosef D A, William D L. Archimedes Screw Design: An Analytical Model for Rapid Estimation of Archimedes Screw Geometry[J]. Energies, 2021, 14(22): 7812.
- [6] Lyons M, Simmons S, Fisher M, et al. Experimental Investigation of Archimedes Screw Pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2020, 146(8): 04020057.
- [7] 杜秀华,刘双新,田密,等.外摆线型单螺杆泵螺杆-衬套副的运动特性分析[J].中国机械工程, 2016, 27(11): 1450-1454.
- [8] Chan W L, Jamaludin U K, Azahari N S. Archimedes Screw Pump Efficiency Based on Three Design Parameters Using Computational Fluid Dynamics Software - Ansys CFX[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2688(1): 012015.
- [9] 刘佳音,林杨妙,刘元.浅谈设计实例走进三维建模与打印技术课堂——微型阿基米德泵的设计与打印[J].中国设备工程, 2021, (11):252-253.
- [10] 魏玉芬,赵丰德,韩国有,等.基于流固耦合的采油单螺杆泵容积效率求解方法[J].润滑与密封, 2022, 47(12): 147-151.
- [11] Wang Z, Shi H, Wang S, et al. Study on The Operating Characteristic of Disc Seal Single Screw Pump Used in Energy Recovery Systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 118: 336-344.
- [12] 徐敏,陈家庆,王丽,等.螺杆式水力机械及其在石油石化行业中的应用[J].北京石油化工学院学报, 2004, (01):1-7.
- [13] He L, Xiao H P, Kai L, et al. Current Status and Trend of Separated Layer Water Flooding in China[J]. Petroleum Exploration and Development, 2013, 40(6): 785-790.
- [14] Labat M, Virgone J, David D, et al. Experimental Assessment of A PCM to Air Heat Exchanger Storage System for Building Ventilation Application[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 66(1-2): 375-382.
- [15] 刘红林.螺杆泵采油技术的分析和应用研究[J].中国石油和化工标准与质量, 2019, 39(13):195-196.

- [16] 盛静.双螺杆泵转子的静力学与动力学研究[D].南京: 南京林业大学, 2013.
- [17] 梁志艳,王磊磊,唐照星.塔河油田螺杆泵配合水溶性降黏剂稠油开采技术[J].油气藏评价与开发, 2020, 10(02): 111-115.
- [18] 张建伟.井下采油单螺杆泵的现状与发展[J].石油机械, 2000, (08): 56-58.
- [19] 王志,秦苏琼,谭伟.用于微电子封装的电子胶粘剂及其涂覆工艺[J].电子工业专用设备, 2019, 48(01):11-16.
- [20] Olivet A, Gamboa J, Kenyery F. Experimental Study of Two-Phase Pumping in A Progressive Cavity Pump Metal to Metal[C]. SPE Annual Technical Conference and Exhibition. San Antonio USA: SPE, 2002: SPE-77730-MS.
- [21] Chen X B. Modeling of Rotary Screw Fluid Dispensing Processes[J]. Journal of Electronic Packaging, 2007, 129(2): 172-178.
- [22] Paladino E E, Lima J A, Almeida R, et al. Computational Modeling of The Three-Dimensional Flow in A Metallic Stator Progressing Cavity Pump[C]. SPE Progressing Cavity Pumps Conference. Calgary, Canada: SPE, 2008: SPE-114110-MS.
- [23] 金红杰,吴恒安,王秀喜.螺杆泵腔室液压分布数值模拟研究[J].机床与液压, 2010, 38(01): 92-94.
- [24] 初同龙,王春生,王晓虎,等.螺杆泵腔室内流场的数值模拟研究[J].流体机械, 2014, 42(05): 21-24.
- [25] Nguyen T, Tu H, Al-Safran E, et al. Simulation of Single-phase Liquid Flow in Progressing Cavity Pump[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2016, 147: 617-623.
- [26] 郑磊,吴晓东,周朝,等.全金属螺杆泵单相流体漏失规律[J].大庆石油地质与开发, 2018, 37(01): 103-109.
- [27] 王兆强,朱华炳,何干,等.基于 CFD 的三螺杆泵螺杆轴向力计算[J].液压气动与密封, 2019, 39(06): 4-7.
- [28] 屈文涛,王家宁.采油螺杆泵流场建模与仿真分析[J].广东化工, 2023, 50(05): 133-135+158.
- [29] Delpassand M S. Progressing Cavity (PC) Pump Design Optimization for Abrasive Applications[C]. SPE Oklahoma City Oil and Gas Symposium/Production and Operations Symposium. Oklahoma City, USA: SPE, 1997: SPE-37455-MS.
- [30] 师国臣,陈卓如,王劲松,等.螺杆泵结构参数误差对工作特性的影响[J].石油机械, 2001, (10): 41-42+62.

- [31] 魏纪德,吴文祥,曾艳,等.螺杆泵工作特性曲线的数值模拟及应用[J].石油钻采工艺, 2006, (04): 46-49+84.
- [32] 江朋.粘度和间隙对精密螺杆泵点胶胶量影响规律研究[D].长沙: 中南大学, 2008.
- [33] 李晓芳,高建平,周智勇.结构参数对单螺杆泵密封性能的影响[J].石油机械, 2011, 39(10): 72-74+197.
- [34] 李增亮,石白妮,鲁佳琪,等.全金属单螺杆泵结构优化设计[J].石油机械, 2013, 41(12): 97-101.
- [35] 徐桂影.螺杆泵举升压力的影响因素及参数优选研究[D].大庆: 东北石油大学, 2014.
- [36] 单丽君,原野.螺杆式点胶阀三维流场特性分析[J].大连交通大学学报, 2014, 35(03): 46-49.
- [37] 韩帅月,刘志奇,王少川.高精密点胶螺杆泵的参数分析与性能研究[J].液压与气动, 2022, 46(11):90-97.
- [38] 韩哲.采油单螺杆泵接触分析与结构参数优化研究[D].大连: 大连交通大学, 2023.
- [39] 王泓,李小兵,等.集输技师培训教程[M].北京:石油工业出版社, 2012.
- [40] 丛军,董丽宁,王君,等.具有内压缩过程的潜油螺杆泵设计与数值模拟[J].中国石油大学学报(自然科学版), 2022, 46(02): 152-159.
- [41] 万三.单螺杆泵等壁厚定子研发创新与应用[J].世界制造技术与装备市场, 2021, (02): 91-94.
- [42] 李晓明.单螺杆泵转子在定子衬套中运动接触迹的研究[J].机械工程与自动化, 2007, (04): 58-60
- [43] 孟碧霞,温后珍,房光,等.双头单螺杆泵优化设计及软件开发[J].化工机械, 2021, 48(01): 110-114.
- [44] 李进,李辉,高强,等.单螺杆泵螺旋面型线的研究[J].实验室科学, 2014, 17(06): 7-9+12.
- [45] 赵毅.基于三维建模的采油螺杆泵压力分布规律研究[D].大庆: 东北石油大学, 2011.
- [46] 汪怡然,陈楠,秦杭晓,等.螺旋角对单螺杆泵泄漏影响的数值计算[J].排灌机械工程学报, 2022, 40(10): 987-992.
- [47] Karasik I J, Messina J P, Cooper P, 等. 泵与泵送手册: 国际泵送手册[M]. Amsterdam: Elsevier, 2006.
- [48] 董小桢.单螺杆泵流场数值模拟及结构参数优化研究[D].西南石油大学, 2016.
- [49] 韩笑笑,苏瑞,赵恒文,等.基于 Pumplinx 的螺杆泵性能优化仿真研究[J].流体机械, 2021, 49(04): 55-59.
- [50] 李建平.螺杆泵转子间隙调整方法及优化思考[J].中国石油和化工标准与质量, 2023, 43(06): 106-108.
- [51] 钟功祥,雷鹏燕,祝令闯.全金属单螺杆油泵工作性能的全参数分析[J].西南石油大学学报(自然科学版), 2020, 42(03): 161-169.

- [52] 李大奇,杨其信,杜秀华,等.基于单向流固耦合的采油单螺杆泵容积效率分析[J].流体机械, 2023, 51(09): 51-58.
- [53] 贾明慧.影响螺杆泵定转子最佳过盈量设计的因素分析[J].化学工程与装备, 2022, (02): 175-176.
- [54] 朱红钧,林元华,谢龙汉.FLUENT 流体分析及仿真实用教程[M].人民邮电出版社. 2010. 4.
- [55] 朱红钧.ANSYS14.5 热流固耦合实战指南[M].人民邮电出版社. 2014. 4.
- [56] 徐丽,钱进,肖万彪,等.基于伺服控制系统的薄板冲压工艺方案[J].锻压装备与制造技术, 2024, 59(06): 73-77.
- [57] 陈铁娟,张鑫楠,董雪莲,等.行星齿轮减速器的优化设计[J].中国机械, 2024, (01): 12-15.
- [58] 刘伟.探讨 LED 驱动器反馈系统设计[J].中国照明电器, 2015, (02): 11-15.
- [59] 陈佳,谢莉.供水系统 PID 参数的经验法整定研究[J].湖北农机化, 2020, (09): 61-62.
- [60] 卢梦晨,陈玉,杨迎娟,等.基于模糊 PID 控制的点胶单螺杆泵流量控制方法研究[J].东莞理工学院学报, 2024, 31(01): 109-114+126.
- [61] Amerttet S, Gebresenbet G, Alwan H M. Modeling of Unmanned Aerial Vehicles for Smart Agriculture Systems Using Hybrid Fuzzy PID Controllers[J]. Applied Sciences, 2024, 14(8): 3458.
- [62] Cao W, Liu Z, Song H, et al. Dung Beetle Optimized Fuzzy PID Algorithm Applied in Four-Bar Target Temperature Control System[J].Applied Sciences, 2024, 14(10): 4168.
- [63] 李维波,张浩,徐成虎,等.基于蜘蛛蜂算法的 EHA 滑模控制器优化研究[J/OL].中国舰船研究, 1-8[2025-02-01].
- [64] 张颖,姜文刚,陈一鸣,等.基于改进蜘蛛蜂算法的无人机三维路径规划[J].电子测量技术, 2024, 47(11): 101-111.
- [65] 沈倩雯,张达敏.融合对偶学习的动态蜘蛛蜂优化算法及其应用[J].国外电子测量技术, 2024, 43(08): 160-173.
- [66] 颜东,黄娟秀,董新理,等.用纸浆制备高粘度羧甲基纤维素钠的工艺研究[J].湖南工程学院学报(自然科学版), 2015, 25(02): 69-72.
- [67] 诸静,李新波,柴伟杰,等.基于 ISO 流出杯法的全自动粘度测试仪的研发[J].分析仪器, 2019, (06): 18-25..

附录

第 2 章中得到的螺杆泵定转子结构参数可取值的所有情况：

组数	$x_1(e)$	$x_2(D)$	$x_3(t)$
1	0.87	Max:8.70	21.403
		Min:8.64	21.552
2	0.88	Max:8.80	20.919
		Min:8.59	21.431
3	0.89	Max:8.90	20.452
		Min:8.54	21.314
4	0.90	Max:9.00	20.000
		Min:8.49	21.201
5	0.91	Max:9.10	19.563
		Min:8.44	21.093
6	0.92	Max:9.20	19.140
		Min:8.40	20.963
7	0.93	Max:9.30	18.730
		Min:8.35	20.862
8	0.94	Max:9.40	18.334
		Min:8.31	20.739
9	0.95	Max:9.50	17.950
		Min:8.26	20.645
10	0.96	Max:9.60	17.578
		Min:8.22	20.529
11	0.97	Max:9.70	17.218
		Min:8.18	20.417
12	0.98	Max:9.80	16.868
		Min:8.14	20.308
13	0.99	Max:9.90	16.529
		Min:8.10	20.202
14	1.00	Max:10.00	16.200
		Min:8.05	20.124

15	1.01	Max:10.10	15.881
		Min:8.01	20.024
16	1.02	Max:10.20	15.571
		Min:7.98	19.903
17	1.03	Max:10.30	15.270
		Min:7.94	19.809
18	1.04	Max:10.40	14.978
		Min:7.90	19.718
19	1.05	Max:10.49	14.708
		Min:7.86	19.629
20	1.06	Max:10.44	14.639
		Min:7.82	19.544
21	1.07	Max:10.39	14.572
		Min:7.79	19.435
22	1.08	Max:10.35	14.493
		Min:7.75	19.355
23	1.09	Max:10.30	14.429
		Min:7.72	19.252
24	1.10	Max:10.25	14.368
		Min:7.68	19.176
25	1.11	Max:10.21	14.294
		Min:7.65	19.078
26	1.12	Max:10.16	14.237
		Min:7.61	19.007
27	1.13	Max:10.11	14.180
		Min:7.58	18.913
28	1.14	Max:10.07	14.112
		Min:7.54	18.847
29	1.15	Max:10.03	14.045
		Min:7.51	18.758
30	1.16	Max:9.98	13.994

31	1.17	Min:7.48	18.670
		Max:9.94	13.930
		Min:7.45	18.585
32	1.18	Max:9.90	13.867
		Min:7.42	18.502
33	1.19	Max:9.86	13.807
		Min:7.38	18.446
34	1.20	Max:9.81	13.761
		Min:7.35	18.367
35	1.21	Max:9.77	13.704
		Min:7.32	18.290
36	1.22	Max:9.73	13.647
		Min:7.29	18.215
37	1.23	Max:9.69	13.592
		Min:7.26	18.142
38	1.24	Max:9.66	13.524
		Min:7.23	18.070
39	1.25	Max:9.62	13.472
		Min:7.20	18.000
40	1.26	Max:9.58	13.421
		Min:7.18	17.907
41	1.27	Max:9.54	13.371
		Min:7.15	17.840
42	1.28	Max:9.50	13.322
		Min:7.12	17.776
43	1.29	Max:9.47	13.261
		Min:7.09	17.712
44	1.30	Max:9.43	13.215
		Min:7.07	17.626
45	1.31	Max:9.39	13.170
		Min:7.04	17.566

46	1.32	Max:9.36	13.112
		Min:7.01	17.507
47	1.33	Max:9.32	13.070
		Min:6.99	17.426
48	1.34	Max:9.29	13.014
		Min:6.96	17.370
49	1.35	Max:9.25	12.973
		Min:6.93	17.316
50	1.36	Max:9.22	12.919
		Min:6.91	17.238
51	1.37	Max:9.19	12.867
		Min:6.88	17.187
52	1.38	Max:9.15	12.830
		Min:6.86	17.112
53	1.39	Max:9.12	12.779
		Min:6.83	17.064
54	1.40	Max:9.09	12.730
		Min:6.81	16.992
55	1.41	Max:9.05	12.695
		Min:6.78	16.946
56	1.42	Max:9.02	12.648
		Min:6.76	16.876
57	1.43	Max:8.99	12.601
		Min:6.74	16.808
58	1.44	Max:8.96	12.556
		Min:6.71	16.766
59	1.45	Max:8.93	12.511
		Min:6.69	16.700
60	1.46	Max:8.90	12.467
		Min:6.67	16.636
61	1.47	Max:8.87	12.424

62	1.48	Min:6.68	16.498
		Max:8.84	12.382
		Min:6.73	16.264
63	1.49	Max:8.81	12.341
		Min:6.77	16.060
64	1.50	Max:8.78	12.301
		Min:6.82	15.836
65	1.51	Max:8.75	12.261
		Min:6.86	15.639
66	1.52	Max:8.72	12.222
		Min:6.91	15.424
67	1.53	Max:8.69	12.184
		Min:6.95	15.234
68	1.54	Max:8.66	12.147
		Min:7.00	15.028
69	1.55	Max:8.64	12.097
		Min:7.05	14.825
70	1.56	Max:8.61	12.061
		Min:7.09	14.647
71	1.57	Max:8.58	12.026
		Min:7.14	14.452
72	1.58	Max:8.55	11.992
		Min:7.18	14.280
73	1.59	Max:8.53	11.945
		Min:7.23	14.092
74	1.60	Max:8.50	11.912
		Min:7.27	13.927
75	1.61	Max:8.47	11.880
		Min:7.32	13.746
76	1.62	Max:8.45	11.834
		Min:7.36	13.587

77	1.63	Max:8.42	11.804
		Min:7.41	13.412
78	1.64	Max:8.39	11.774
		Min:7.45	13.259
79	1.65	Max:8.37	11.730
		Min:7.50	13.091
80	1.66	Max:8.34	11.701
		Min:7.55	12.926
81	1.67	Max:8.32	11.659
		Min:7.59	12.781
82	1.68	Max:8.29	11.632
		Min:7.64	12.622
83	1.69	Max:8.27	11.591
		Min:7.68	12.482
84	1.70	Max:8.25	11.551
		Min:7.73	12.328
85	1.71	Max:8.22	11.525
		Min:7.77	12.193
86	1.72	Max:8.20	11.486
		Min:7.82	12.044
87	1.73	Max:8.17	11.462
		Min:7.86	11.914
88	1.74	Max:8.15	11.424
		Min:7.91	11.770
89	1.75	Max:8.13	11.386
		Min:7.95	11.644
90	1.76	Max:8.10	11.364
		Min:8.00	11.506
91	1.77	Max:8.08	11.327
		Min:8.05	11.370

攻读学位期间发表的学术成果目录

一、申请专利

- [1] 第一作者.一种新型磁力耦合单螺杆泵[P].安徽省: CN220979853U,2024-05-17.(实用新型授权)
- [2] 第一作者.一种大规格单螺杆泵定子的安装机构[P].安徽省: CN222176642U, 2024-12-17.(实用新型授权)
- [3] 第二作者(导师第一).一种物料定量防堵输送用单螺杆泵[P].安徽省: CN117703747A, 2024-03-15.(发明专利进入实质审查阶段)
- [4] 第二作者.一种水下消杀航行机器人[P].安徽省: CN221698970U, 2024-09-13.(实用新型授权)
- [5] 第三作者.一种安全可靠可调的臂力器[P].安徽省: CN219848038U,2023-10-20.(实用新型授权)
- [6] 第四作者.一种家用管道清洁机器人[P].安徽省: CN118371502A, 2024-07-23.(发明专利进入实质审查阶段)

二、学术论文

- [1] 第二作者.螺杆点胶泵点胶流量控制方法研究(已录用, 自动化应用期刊, 2025 年 5 月刊登发表)

三、竞赛获奖

- [1] 2024 年第七届中国高校智能机器人创意大赛荣获二等奖

四、参加的科研项目

- [1] 企业横向项目: 单螺杆泵智能计量装置集成设计及开发,项目合同编号: HX-2022-09-056, (项目主要完成人)

致谢

行文至此，感慨颇多，“孤帆远影碧空尽，唯见长江天际流”，在安徽工程大学攻读硕士期间，虽遇各种困难和压力，但有良师无私的帮助，益友真诚的陪伴，家人全力的支持，也倍感充实。如今，在论文成文之际，首先对我的导师赵转哲教授和课题组的刘永明老师、刘志博老师、鲁月林老师真诚的道一声，谢谢！导师们渊博的学识，严谨求实的治学态度，给我留下了非常深刻的印象，使我深受启迪。多年的学习研究和生活中，导师们不但在学术上给予我悉心的指导、在工作和生活上也同样给予了我非常多的关怀和照顾。值此，谨向我尊敬的导师们再次致以衷心的感谢和崇高的敬意。

感谢我的校外导师，黄泵单杆公司的王慧明、张磊、胡斌，实习期间三位领导在工作和生活上帮助了我很多，虽然我只是公司的一位实习生，但是依然享受到了节假日期间公司发的礼品、福利；给我配了一个电瓶车，让我可以在陌生城市里方便游玩；给我提供了一个实验室和工位，让我可以安心的进行螺杆泵产品的实验研究与理论分析，非常感谢三位领导在我课题研究中给予的帮助！同时也要感谢黄泵单杆公司其他前辈们在我实习期间给予的帮助：引导我熟悉公司产品、业务；指导我绘画螺杆泵的定转子与其他一些比较复杂的零部件；指导我很好的装配螺杆泵产品。

感谢我的课题组同门同学曾恒、曹子旭、赵恒以及我的室友、师兄师姐、师弟师妹们对我的帮助，感谢在美丽的安工程遇到你们，很幸运！

感谢我的家人对我经济与精神上的双重资助，一言难尽，家人是我最坚实的依靠，往后余生定当加倍努力回报你们。

最后，感谢我的祖国给予我们每一个科研人幸福而安全的学习环境，读书不仅仅是为了往后的生活，更是为了实现中华民族伟大复兴而奋斗！

罗慧闯

2025 年 5 月于安徽工程大学

尚德敏学 唯实惟新

