

基于AMESim的煤矿带式输送机递进式分配器干油润滑特性仿真与分析

陈振豪, 刘庆国

中煤科工集团上海有限公司, 上海

收稿日期: 2026年9月12日; 录用日期: 2026年10月5日; 发布日期: 2026年10月12日

摘 要

针对煤矿井下带式输送机干油集中润滑系统中递进式分配器动态特性研究不足的问题, 以某矿主斜井带式输送机为研究对象, 基于AMESim仿真平台建立递进式分配器仿真模型, 系统分析了系统工作压力(10~35 MPa)、活塞直径(8~14 mm)及黏性摩擦系数(1000~3000 N·s/m)对分配器活塞运动特性和出油口流量稳定性的影响规律。结果表明: 系统工作压力对分配器启动特性与运行稳定性具有显著影响, 推荐工作压力为15~20 MPa; 活塞直径与单出口给油量呈平方正比关系, 推荐选用活塞直径10~12 mm的分配器中间片; 黏性摩擦系数取2000~3000 N·s/m时, 分配器可在响应速度与运动平稳性之间取得较好平衡。研究结果为煤矿带式输送机干油润滑系统的设计与优化提供了理论依据。

关键词

递进式分配器, 干油润滑, 带式输送机, AMESim仿真, 润滑脂流变特性

Simulation and Analysis of Dry Oil Lubrication Characteristics of Progressive Distributor for Coal Mine Belt Conveyor Based on AMESim

Zhenhao Chen, Qingguo Liu

Shanghai Co., Ltd. China Coal Technology and Engineering Group, Shanghai

Received: September 12, 2026; accepted: October 5, 2026; published: October 12, 2026

文章引用: 陈振豪, 刘庆国. 基于 AMESim 的煤矿带式输送机递进式分配器干油润滑特性仿真与分析[J]. 建模与仿真, 2026, 15(10): 18-26. DOI: 10.12677/mos.2026.1510141

Abstract

To address the insufficient research on the dynamic characteristics of progressive distributors in dry oil centralized lubrication systems for underground belt conveyors in coal mines, taking the main inclined shaft belt conveyor of a coal mine as the research object, a simulation model of the progressive distributor was established based on the AMESim platform. The effects of system working pressure (10~35 MPa), piston diameter (8~14 mm), and viscous friction coefficient (1000~3000 N·s/m) on the piston motion characteristics and outlet flow stability of the distributor were systematically analyzed. The results show that the system working pressure significantly affects the starting characteristics and operational stability of the distributor, with a recommended working pressure of 15~20 MPa. The piston diameter exhibits a quadratic proportional relationship with the oil delivery volume per outlet, and a piston diameter of 10~12 mm is recommended for the drive drum bearing. When the viscous friction coefficient is set between 2000 and 3000 N·s/m, the distributor achieves a favorable balance between response speed and motion stability. The findings provide a theoretical basis for the design and optimization of dry oil lubrication systems for belt conveyors in coal mines.

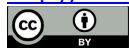
Keywords

Progressive Distributor, Dry Oil Lubrication, Belt Conveyor, AMESim Simulation, Grease Rheological Properties

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

带式输送机是煤矿井下原煤运输的关键设备,其运行可靠性直接关系到矿井的生产效率与安全水平。带式输送机的传动滚筒、改向滚筒及张紧滚筒等关键部件均依赖滚动轴承支承,轴承润滑状况直接影响设备传动效率、能耗水平及使用寿命[1]。然而,煤矿井下环境潮湿、粉尘含量高、空间狭窄,设备长期处于高负荷连续运转状态,对润滑系统的可靠性和适应性提出了极高要求。

在煤矿带式输送机的润滑实践中,除减速器等少数部件采用润滑油润滑外,绝大多数旋转部件的滚动轴承均采用润滑脂润滑。传统的人工注油方式存在注油精度难以控制、注油周期难以保障、工人劳动强度大等问题[2]。近年来,单线递进式干油集中润滑系统因其高可靠性、监控性能完备、定量精准供油等优势,在冶金、矿山、建材等行业的大型设备上得到了推广应用。

递进式分配器是单线干油集中润滑系统的核心执行元件,其功能是将润滑泵输送的润滑脂按预定顺序和定量分配给各润滑点。递进式分配器具有结构紧凑、扩展灵活、单点堵塞整机报警等特点。目前,关于递进式分配器的研究多集中于油气润滑领域,文献[3]基于 AMESim 建立了油气润滑递进式分配器的仿真模型,分析了递进式结构、黏性摩擦系数、系统流量及压力、节流阀节流面积对分配器工作特性的影响。然而,针对煤矿井下带式输送机干油润滑工况下递进式分配器动态特性的系统研究尚不充分。

润滑脂属于非牛顿流体,具有屈服应力和剪切变稀特性,其在递进式分配器中的流动行为与液压油存在本质差异。此外,系统工作压力的合理匹配、分配器结构参数的选型优化等问题,均有待深入研究。

本文以煤矿井下带式输送机干油集中润滑系统为工程背景,基于 AMESim 仿真平台建立递进式分配器的仿真模型,系统分析系统工作压力、活塞直径及黏性摩擦系数对递进式分配器工作特性的影响规律,

旨在为煤矿带式输送机干油润滑系统的设计与优化提供理论依据。

2. 煤矿带式输送机干油润滑系统设计

2.1. 设备概况与润滑需求分析

以某煤矿主斜井带式输送机为研究对象。该输送机承担全矿原煤从井下至地面的运输任务,是矿井生产的“咽喉”环节。输送机基本参数如下:输送长度 1200 m,输送能力 1500 t/h,带宽 1200 mm,带速 3.15 m/s,采用双滚筒双电机驱动方式,实行三班连续生产制度,日均运行约 20 h。

该输送机需要集中润滑的主要部位包括驱动滚筒轴承(4 组)、改向滚筒轴承(2 组)及张紧滚筒轴承(2 组),共计 16 个润滑点[4][5]。上述轴承均为滚动轴承,其润滑质量直接影响滚筒的运行阻力、温升及使用寿命。各润滑点分布较为分散,沿输送机长度方向的最大跨度可达数十米,这给集中润滑系统的管路设计带来了挑战。

2.2. 系统组成与工作参数

单线递进式干油集中润滑系统主要由高压电动润滑泵、递进式分配器、管路附件及电控系统组成。其工作原理为:润滑泵按设定周期将润滑脂加压输送至递进式分配器入口,分配器内部活塞按递进顺序依次动作,将定量润滑脂分配至各出口管路,最终送达各润滑点。

系统主要工作参数如下:公称压力 10~20 MPa;润滑介质为 NLGI 2#锂基润滑脂;分配器出油口数 8 口;设计供油半径 ≤ 35 m;工作环境温度 $0^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$ 。

3. 递进式分配器数学模型

3.1. 活塞力平衡方程

递进式分配器的工作过程可抽象为多活塞顺序运动的动力学问题。以单个活塞为研究对象,其力平衡微分方程可表示为[6]:

$$pA - p'A = m \frac{d^2x}{dt^2} + B_v \frac{dx}{dt} + f_i \quad (1)$$

式中: p 入口油液压力(Pa), p' 为出油腔压力(Pa), A 为活塞受力面积(m^2), m 为活塞质量(kg), x 为活塞位移(m), B_v 为黏性摩擦系数($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$), f_i 为活塞与缸壁间的摩擦力(N)。

3.2. 润滑脂流变特性模型

润滑脂为非牛顿流体,其流变行为可采用 Herschel-Bulkley 模型描述[7]:

$$\tau = \tau_0 + K\dot{\gamma}^n \quad (2)$$

式中: τ 为剪切应力(Pa), τ_0 为屈服应力(Pa), K 为稠度系数($\text{Pa}\cdot\text{s}^n$), $\dot{\gamma}$ 为剪切速率(s^{-1}), n 为流动行为指数(无量纲, $n < 1$)。该模型表明,润滑脂在流动前需克服屈服应力 τ_0 ,其后表现出剪切变稀特性($n < 1$),即表观黏度随剪切速率增大而降低。

3.3. 节流阀流量方程

递进式分配器入口通常设置有节流阀以调节流量与压力。节流阀出油口的理论流量可表示为:

$$Q = AC_{dc} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3)$$

式中: Q 为体积流量(m^3/s), A 为节流面积(m^2), C_{dc} 为流量系数(无量纲), Δp 为节流孔前后压差(Pa), ρ

为润滑脂密度(kg/m^3)。

4. 仿真分析

4.1. 模型构建

基于递进式分配器的工作原理及上述数学模型, 利用 AMESim 仿真平台建立递进式分配器的仿真模型。模型构建采用 AMESim 的 HCD(液压元件设计)库, 具体包括: 使用 BAP(活塞腔)、BA(活塞)、BAC(活塞腔连接)等元件构建四个活塞及其对应的工作腔室; 使用液压库中的 FP04 流体属性元件定义润滑脂的特性; 使用液压库元件模拟供油管路、节流阀及出油口负载。

基于 AMESim 建立的递进式分配器仿真模型, 如下图 1 所示, 该模型依据递进式分配器的工作逻辑构建油路连接关系: 润滑脂从入口进入后, 依次推动四个活塞顺序运动, 各活塞在运动过程中通过内部油道的通断切换, 实现八个出油口的顺序排油。

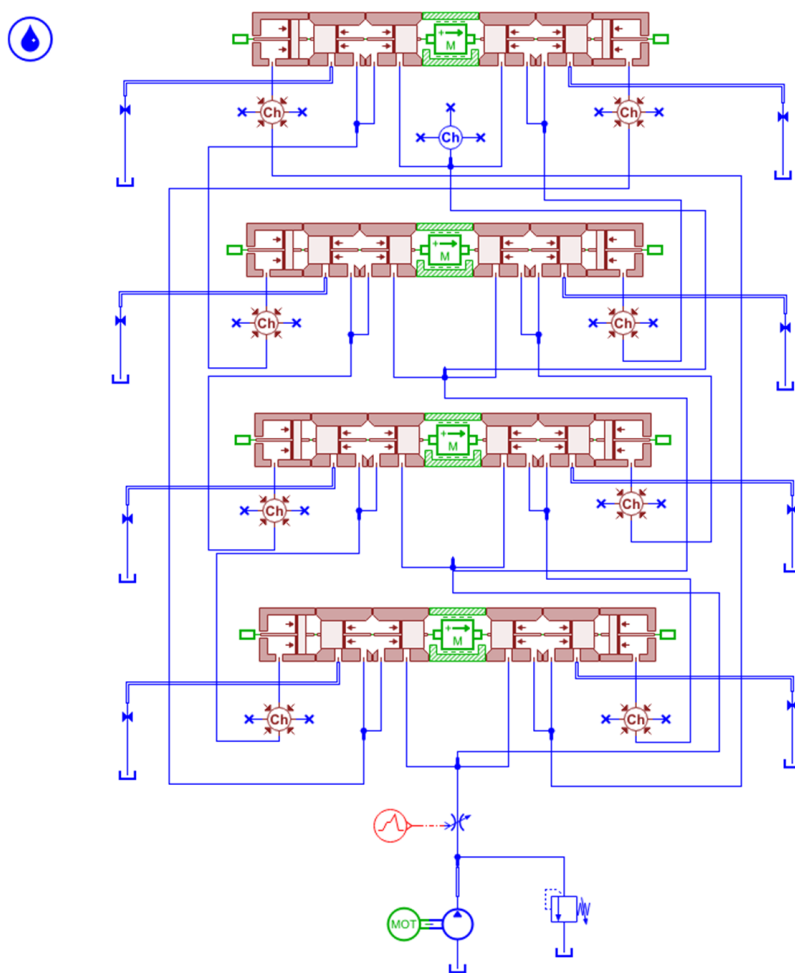


Figure 1. Simulation model of progressive distributor based on AMESim

图 1. 基于 AMESim 的递进式分配器仿真模型

4.2. 仿真参数设置

根据煤矿井下带式输送机干油润滑系统的实际工况及相关文献参数, 设置仿真参数如下表 1 所示[8]:

Table 1. Parameters of simulation model
表 1. 仿真模型参数

参数	数值
活塞直径/mm	8~14
活塞杆直径/mm	5
活塞最大位移/mm	4
活塞质量/g	50
供油压力/MPa	15
零位移时腔长/mm	5
黏性摩擦系数(N·s/m)	1000~3000
容积腔体积/mm ³	1000
润滑脂牌号	NLGI 2#锂基润滑脂
润滑脂密度/kg/m ³	900
润滑脂黏度系数/(m ² /s)	6.8e-06

5. 仿真结果与分析

5.1. 系统工作压力对分配器动态特性的影响

为探究系统工作压力对递进式分配器启动特性与运行稳定性的影响，固定润滑脂牌号为 NLGI 2#锂基润滑脂，在 10~35 MPa 范围内设置 6 种压力工况：10 MPa、15 MPa、20 MPa、25 MPa、30 MPa、35 MPa，其余参数保持基准值不变。

活塞运动特性

结合图 2 和图 3 的仿真结果表明，系统工作压力对活塞运动特性具有显著影响。当工作压力为 10 MPa 时，活塞运动出现明显滞后，动作周期显著延长。究其原因，在于润滑脂具有屈服应力特性，入口压力需足以克服润滑脂的初始流动阻力及活塞运动阻力。当压力升至 15 MPa 时，活塞开始正常动作，但运动速度较低。当工作压力达到 20 MPa 时，活塞运动趋于平稳，动作周期稳定。当压力升至 25 MPa 以上时，活塞运动速度继续提高但增速趋缓，表明此时压力已非限制活塞运动速度的主要因素。

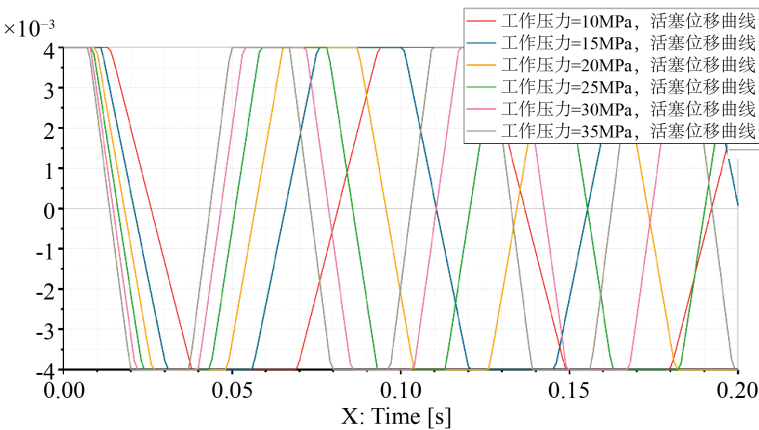


Figure 2. Displacement curves of the piston under different working pressures
图 2. 不同工作压力下活塞位移曲线

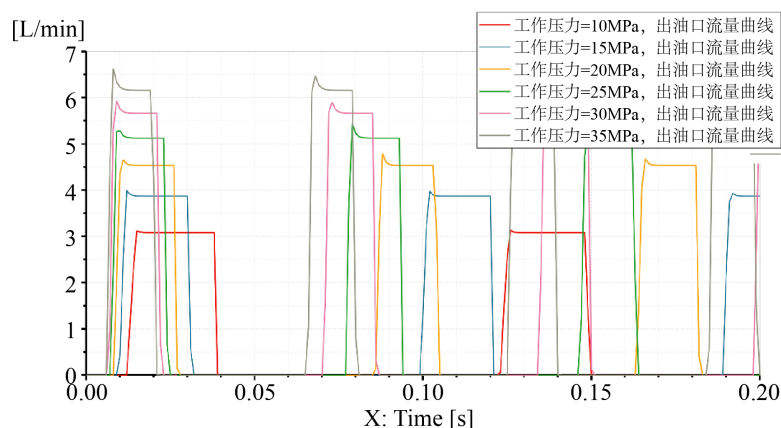


Figure 3. Outlet flow curves under different working pressures

图 3. 不同工作压力下出口流量曲线

不同工作压力下出油口流量的对比分析表明: 在 15~20 MPa 范围内, 出油口流量波动幅度相对较小, 出油精度最高; 当压力超过 25 MPa 后, 系统压力脉动增大, 出油口流量波动加剧, 不利于定量供油的精度控制。

综合上述分析, 煤矿井下带式输送机干油润滑系统的推荐工作压力为 15~20 MPa。该压力范围既能保证递进式分配器的正常启动与稳定运行, 又能获得较高的出油精度, 同时避免因压力过高导致的能耗增加与设备磨损。

5.2. 分配器活塞参数对其工作特性的影响

递进式分配器的活塞是决定给油量和工作稳定性的核心部件。本节从活塞直径(几何结构参数)和黏性摩擦系数(运动力学参数)两个维度, 分析活塞参数对分配器工作特性的影响规律。

5.2.1. 活塞直径的影响

固定系统工作压力 15 MPa、在 8 mm、10 mm、12 mm、14 mm 四种活塞直径下进行仿真。综合图 4、图 5、图 6 的仿真结果表明, 活塞直径与单出口给油量呈平方正比关系, 这与活塞面积与直径的平方关系一致。给油量对活塞直径的变化高度敏感, 因此在分配器选型时, 应根据各润滑点的实际需脂量精确计算所需的活塞直径。

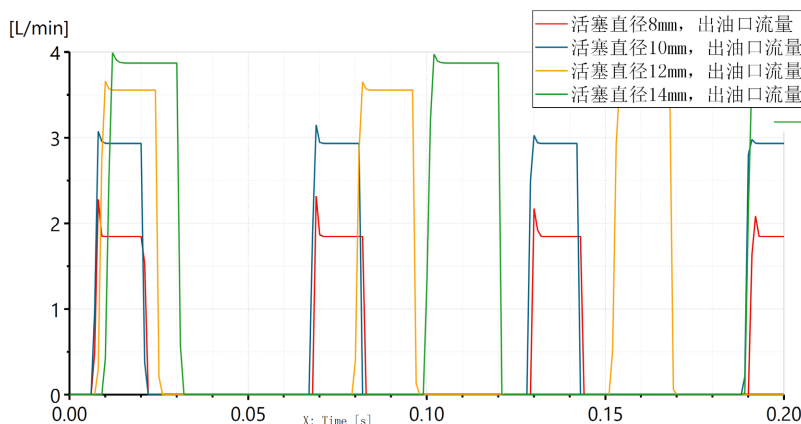


Figure 4. Oil quantity curves of the outlet under different piston diameters

图 4. 不同活塞直径下出口油量曲线

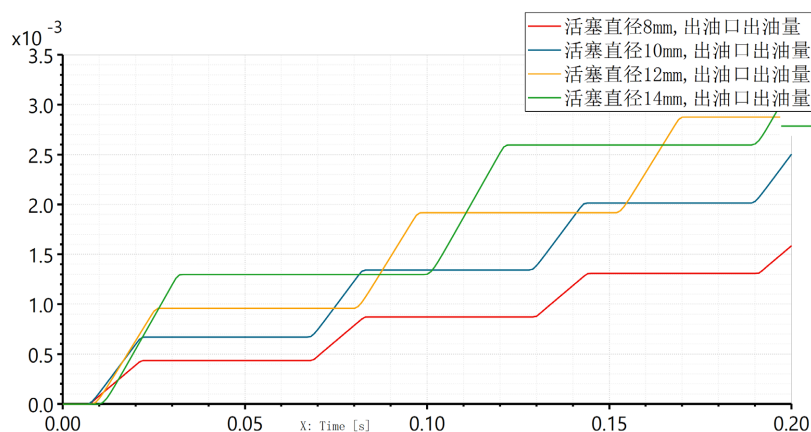


Figure 5. Oil outlet oil output curve under different piston diameters

图 5. 不同活塞直径下出油口累计出油量曲线

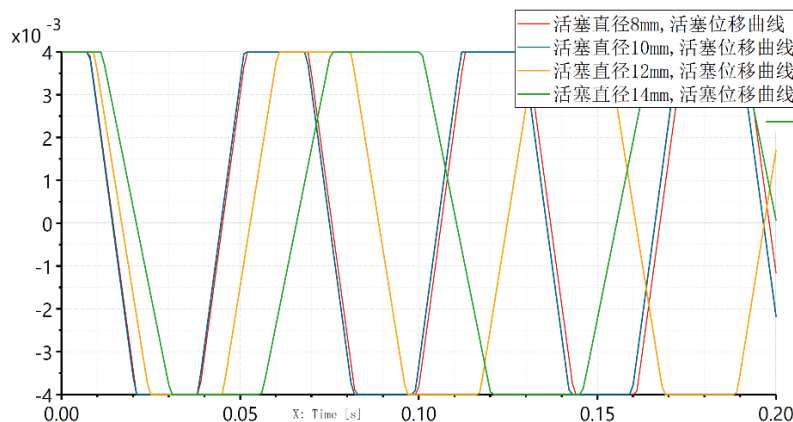


Figure 6. Displacement curves of pistons under different piston diameters

图 6. 不同活塞直径下活塞位移曲线

对于煤矿井下带式输送机驱动滚筒轴承, 其单点需脂量通常为 0.5~1 mL/循环, 据此推荐选用活塞直径 10~12 mm 的分配器中间片。活塞直径过小(如 8 mm)可能导致供脂量不足, 影响轴承润滑效果; 活塞直径过大(如 14 mm)则可能造成润滑脂浪费, 增加运行成本。

随着活塞直径增大, 活塞受力面积增大, 在相同系统压力下驱动力增大, 活塞运动速度提高, 动作周期缩短。然而, 活塞直径增大同时导致活塞质量增加, 惯性力增大, 对活塞运动的平稳性产生一定的负面影响。因此, 分配器选型需在给油量与运动平稳性之间寻求平衡。

对于煤矿井下带式输送机干油润滑系统, 分配器选型应遵循以下原则: 根据各润滑点的需脂量确定活塞直径, 滚筒轴承推荐选用 10~12 mm 活塞直径, 以实现对其系统流量和压力的精确控制。

5.2.2. 黏性摩擦系数的影响

为探究黏性摩擦系数 B_v 对递进式分配器动态特性的影响, 固定系统工作压力 15 MPa、润滑脂 NLGI 2#、活塞直径 10 mm, 在 $B_v = 1000$ 、1500、2000、2500、3000 N·s/m 五种工况下进行仿真, 其余参数保持基准值不变。

图 7 给出了不同黏性摩擦系数下活塞位移-时间曲线。仿真结果表明, B_v 对活塞运动特性影响显著。当 $B_v = 1000$ N·s/m 时, 活塞运动速度最快, 动作周期最短, 但位移曲线呈现一定的振荡趋势, 表明系统

阻尼不足。当 $B_v = 3000 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 时, 活塞运动明显滞后, 动作周期显著延长, 位移曲线平滑但响应迟缓。当 $B_v = 2000 \sim 3000 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 时, 活塞运动较为平稳, 动作周期适中。这表明适中的黏性摩擦系数能够在系统响应速度与运动平稳性之间取得较好的平衡。

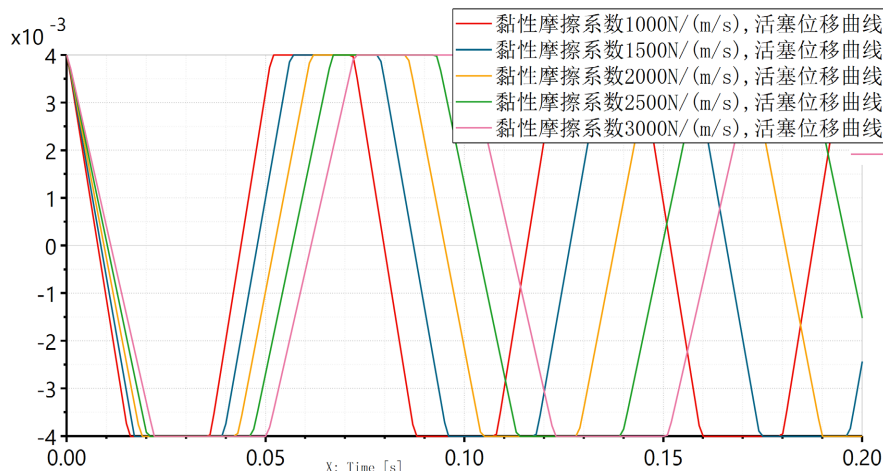


Figure 7. Displacement curves of the piston under different viscous friction coefficients

图 7. 不同黏性摩擦系数下活塞位移曲线

图 8 给出了不同黏性摩擦系数下出油口流量 - 时间曲线。随着 B_v 的增大, 出油口瞬时流量峰值降低, 但出油持续时间延长, 流量曲线趋于平缓。当 B_v 较小时, 出油口流量波动较大, 不利于定量供油的精度控制; 当 B_v 较大时, 虽然流量平稳性提高, 但供油效率降低。

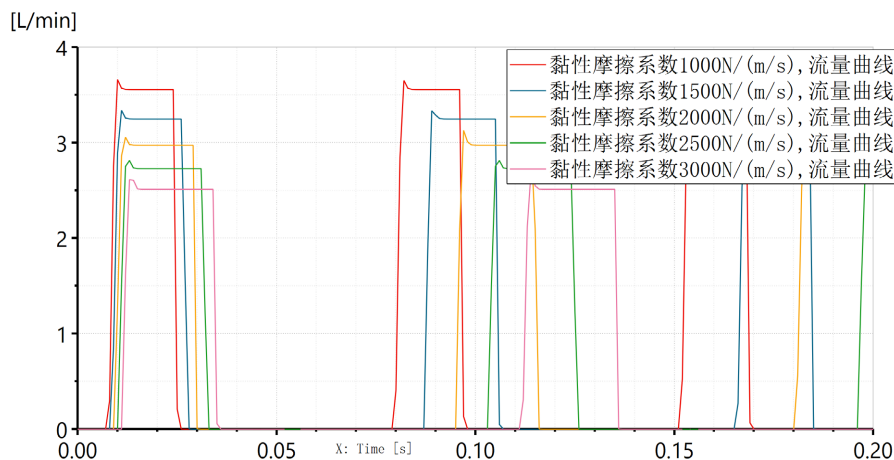


Figure 8. Flow curves of the oil outlet under different viscous friction coefficients

图 8. 不同黏性摩擦系数下出油口流量曲线

由式(1)可知, B_v 本质上是对活塞运动速度的阻尼项。 B_v 较小时, 活塞运动的阻尼弱, 系统对压力波动的抑制能力差, 表现为流量振荡; B_v 较大时, 阻尼强, 活塞运动平滑, 但过大的阻尼会阻碍活塞的正常动作, 甚至导致动作不完全。因此, 合理的 B_v 值应使系统处于临界阻尼或轻微欠阻尼状态, 以获得最佳的动态响应特性。

对于煤矿井下带式输送机干油润滑系统, B_v 的实际值由所选润滑脂的流变特性决定。NLGI 2#锂基润滑脂在 20℃ 工况下的流变特性对应的等效 B_v 约为 2000~3000 N·s/m, 在此范围内递进式分配器可获得较好的工作特性。若选用黏度过低的润滑脂(如 NLGI 0#、1#), B_v 偏小, 可能导致系统振荡; 若选用黏度过高的润滑脂(如 NLGI 3#), B_v 偏大, 可能导致活塞动作迟缓甚至卡滞。

6. 结语

本文在分析递进式分配器工作原理的基础上, 以煤矿井下带式输送机干油集中润滑系统为工程背景, 基于 AMESim 仿真平台建立了递进式分配器的仿真模型, 系统分析了系统工作压力、活塞直径及黏性摩擦系数对递进式分配器工作特性的影响规律, 得到以下主要结论:

(1) 系统工作压力是保证递进式分配器正常工作的关键参数。NLGI 2#锂基润滑脂在 20℃ 工况下的煤矿井下带式输送机干油润滑系统的推荐工作压力为 15~20 MPa, 在此范围内分配器可获得最佳的启动可靠性、运行稳定性与出油精度。

(2) 活塞直径与单出口给油量呈平方正比关系。煤矿带式输送机驱动滚筒轴承, 推荐选用活塞直径 10~12 mm 的分配器中间片, 在满足供脂需求的同时兼顾运动平稳性。

(3) 黏性摩擦系数对分配器的动态响应具有显著影响。黏性摩擦系数较小时系统响应灵敏但易产生流量振荡, 较大时出油平稳但响应迟缓。NLGI 2#锂基润滑脂对应的等效 B_v 约为 2000~3000 N·s/m, 能够在响应速度与运动平稳性之间取得较好的平衡。

基金项目

2024 年中煤科工集团上海有限公司科研开发项目(02090421024Y)资助。

参考文献

- [1] 邓杰. 带式输送机传动装置的故障诊断技术与集中润滑系统设计研究[D]: [硕士学位论文]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2024.
- [2] 高峰, 许夫鹏. 矿井智能集中润滑系统的设计与应用[J]. 机电信息, 2020(8): 35, 37.
- [3] 蔡阿利. 油气润滑系统的设计与性能研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北方工业大学, 2014.
- [4] 李斌. 双线油气混合分配器喷油特性的研究[D]: [硕士学位论文]. 包头: 内蒙古科技大学, 2015.
- [5] 刘新玉. 步进电机驱动干油阀与智能干油集中润滑系统研究[D]: [硕士学位论文]. 淄博: 山东理工大学, 2015.
- [6] 赵润. 基于 PLC 和 WinCC 组态软件的工程机械智能集中润滑系统研究[D]: [硕士学位论文]. 淄博: 山东理工大学, 2017.
- [7] 刘宗胜. 工程机械智能润滑系统研究与设计[D]: [硕士学位论文]. 郑州: 中原工学院, 2021.
- [8] 任泽. 煤矿井下脂质自动润滑系统设计及其特性研究[D]: [硕士学位论文]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2016.