基于 NSGA-II 算法的大功率泥浆马达多目标优化及性能验证

魏秦文[1] 韩银芳[1通讯作者] 梅丹阳[1] 顾乐成[1,2] 王灶红[1,2]

北华航天工业学院，河北 廊坊 065000

四川工业科技学院，四川 德阳 618000

摘要：针对国内外用于硬岩地层大直径破岩的大功率泥浆马达开发难度大，马达线数比大、定子和转子啮合副密封效果差、机械效率低和使用寿命短等技术难题，以Φ340 泥浆马达为研究对象，采用工程中常用的普通内摆线等距线型，以马达线数比、等距圆半径、螺距等为设计变量，以最大化过流面积、最小化轴向力及离心力为目标，利用基于 NSGA-II 的多目标优化方法，优化了泥浆马达的整体结构，输出扭矩、机械效率显著提高，通过性能测试，验证了结构设计和优化方法的合理性，为大功率泥浆马达的开发和工程应用提供了理论参考。

关键词：大功率泥浆马达；设计改进；NSGA-II 算法；多目标优化

DOI：10.63887/fet.2025.1.4.2

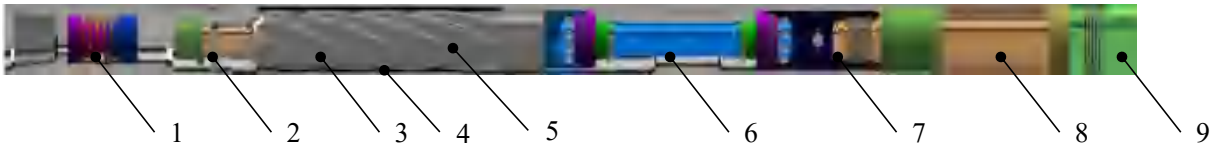
1 引言

随着全球石油天然气、深部矿产资源开发利用和地下空间建设的加速推进，硬岩地层钻进技术成为石油、矿山等工程的关键瓶颈，制约了石油、矿山等工程的绿色高效开发[1]。泥浆马达是岩石破碎常用动力设备，影响作业安全性和施工效率，随着大直径钻孔特殊作业需求增加，大功率泥浆马达需求量上升但存在诸多不足。常用大规格泥浆马达主要有Φ244、Φ286 两种，Φ300 以上规格少见。主要是由于大功率泥浆马达结构长、重量大、制造技术要求高。现场使用维修不便、使用寿命短、钻井液消耗量大，使用成本高、经济效益差。需要改进大功率泥浆马达结构与设计方法，结合新材料、新工艺提升性能，发展先进大功率泥浆马达新技术。

2 大功率泥浆马达

2.1 结构原理

大功率泥浆马达要求高结构重量、输出扭矩、使用寿命和钻井液消耗量。泥浆马达或螺杆钻具是典型的容积式马达，主要类型包括不带弯接头和带单、双弯接头的三种，结构由马达、万向轴、传动轴、旁通阀等组成，如图 1 所示。马达总成通过共轭行星运动将钻井压力能转化为机械能，推动钻头旋转[2]。



1.旁通阀总成 2.防掉锁母 3.马达总成 4.定子壳体 5.马达转子

2.6.万向轴总成 7.水帽 8.传动轴总成 9.钻杆接头

图 1 普通泥浆马达或螺杆钻具结构

2.2 影响因素

马达总成、万向轴、传动轴和轴承对长度、重量、机械性能和经济安全性影响大，易失效，是质量控制、结构改进和功能完善的重点。

2.2.1 马达总成影响泥浆马达性能和寿命

泥浆马达的输出扭矩与压降成正比，输出转速与输入流量成正比，合理优化参数可提高机械输出性能

并缩短定转子长度。定子由金属壳体和橡胶复合而成，橡胶为最薄弱环节，橡胶与定子结合力、密封性能和寿命易受多种因素影响，使用过程中，定转子副接触过盈量、啮合密封状况易变，中空转子结构在扭转应力许可下可减轻整机重量；

2.2.2 万向轴对整机的结构长度、重量制约较大

万向轴将马达偏心运动转换为旋转运动，驱动钻头破岩。其偏心作用加剧泥浆马达摆动，扰动钻井液流动，导致转速波动。花瓣式、球笼铰接式万向轴减重效果有限，需采用挠性轴等柔性传动方式优化性能；

2.2.3 传动轴和轴承在复杂应力下易失效，改进材料和结构可提升其性能和寿命

传动轴使用硬质合金 TC 径向轴承和多列推力球轴承或角接触球轴承，岩石破碎直径、钻压和输出扭矩增大影响传动轴受力，复杂载荷导致轴承接触形式、载荷分布等劣化，使用碳化钨或 PDC 金刚石替代推力轴承滚动体，薄壁结构增加传动轴内径，缩短长度、减轻重量。改进轴承材料可提高承载能力和耐磨性能，结构优化能减少重量并提升动力输出。轴承设计需考虑地层变化和工况影响，滑动接触替代滚动接触可增强抗冲击力，多花键或铣平面结构保持钻压和钻速稳定[3]。

2.2.4 结构性能参数的关联性及其耦合协调优化

大功率泥浆马达需满足低速大扭矩输出、泥浆高效过流、机械稳定性和长寿命等要求。增大马达线数可降低转速和偏心距，提升理论扭矩，但会导致过流面积减小，增加离心力和轴向力，降低机械效率，加剧接触疲劳。传统设计方法难以协调各参数耦合关系，导致扭矩不足、轴向载荷超限或磨损加剧[4-6]。

2.3 设计改进

近年来，国内外研究了五种大扭矩泥浆马达类型：螺杆马达加长或串联型、双层螺杆马达嵌套型、多螺杆马达捆绑型、大直径超短型及曲轴滑块型[7]。Φ340 泥浆马达基于螺杆钻具优化，应用于非开挖、隧道和矿山工程的大直径钻孔作业，效果显著，如图 2 所示。

图 2 Φ340 泥浆马达

（1）整体结构方面，通过多目标优化方法，优化大功率泥浆马达结构性能参数，采用多线数传动比、中空转子两端支撑固定等技术，改进主体结构布局和传动连接方式，缩短整机长度，减轻重量，解决造斜、稳斜、控向难题；

（2）承载能力方面，通过中空转子台肩将轴向钻压和推拉力波动转移至壳体，有效抑制离心力振动和侧向冲击力，提高马达轴向水推力、振动冲击平衡能力和抗推拉能力，使整机运行更平稳、安全、可靠；

（3）在加工制造和工程应用中，泥浆马达定子采用无螺纹连接和一次性注胶，减少了脱胶和钻具断裂风险；增设加压钻进短节降低钻井液消耗，改进了水帽增加双向注浆功能，提升了长距离施工能力和现场使用便捷性。

3 多目标优化方程

为优化线型共轭副几何性能，采用普通内摆线等距线型，确保曲率连续性，避免接触应力集中和密封失效，最大化过流面积。利用 NSGA-II 优化方法[8][9]，考虑马达线数比、等距圆半径等参数的耦合作用，提升输出扭矩，降低转子离心惯性力，对Φ340 泥浆马达进行多目标参数优化。

3.1 设计变量

$$\mathbf{x}=\left[N,r,h,\delta_1,n\right]^{\mathrm{T}} \tag{1}$$

其中：N ——马达线数比（整数），$N\in Z^{+}\cap[12,18]$。

r ——等距圆半径（mm），$r\in R^{+}\cap[15,25]$

h——螺距（mm），$h\in R^{+}\cap[80,180]$

δ_1——定子外筒壁厚（mm），$\delta_1\in R^{+}\cap[25,45]$

n——转速（rpm），$n\in Z^{+}\cap[10,60]$

3.2 目标函数

（1）最大化过流面积 A_G

$$f_1(x)=A_G=-\left[2\pi(N-1)r^2+8r\cdot 2r\right] \tag{2}$$

（2）最小化转子轴向力 G

$$f_2(x)=G=0.8\delta_1\left[3\pi Nr^2(N-1)+16Nr^2\cdot 2+\pi(2r)^2\right] \tag{3}$$

（3）最小化离心力 F_g

$$f_3(x)=F_g=\frac{7.85\times10^{-9}\cdot\delta_1\cdot\pi^2\cdot(n\cdot10^9/60)^2\cdot\left[\pi(N-1)(N-2)r^2+8(N-1)r^2\cdot 2+\pi(2r)^2\right]}{rh(N+1)\left[(N-1)\pi r+8r\right]^2} \tag{4}$$

（4）最小化最大滑移速度 $V_{\max}$

$$f_4(x)=V_{\max}=\frac{10^{-3}\pi n\cdot10^9/60\cdot(2Nr+2r)}{Nrh\left[(N-1)\pi r+8r\right](N+1)} \tag{5}$$

3.3 约束条件

（1）几何约束

$$g_{eq}(x)=(N+1)r+2r-\left(D-\delta_1-\delta_2(N,r)\right)=0$$

其中：D——定子外径（mm），$D=340mm$

$\delta_2(N,r)$——定子衬套厚度（mm），$\delta_2(N,r)=\max\left(15+0.3(N-12),0.12r\right)$

（2）压力密封约束

$$g_1(x)=3\times10^7-0.8\frac{\delta_1}{\pi}\cdot Nrh\left[(N-1)\pi r+8r\right](N+1)\le 0 \tag{7}$$

（3）转速范围约束

$$g_2(x)=10-\frac{n\cdot10^9}{2Nrh\left[(N-1)\pi r+8r\right](N+1)}\le 0 \tag{8}$$

$$g_3(x)=\frac{n\cdot10^9}{2Nrh\left[(N-1)\pi r+8r\right](N+1)}-60\le 0 \tag{9}$$

（4）接触角防自锁约束

$$g_4(x)=\tan\left(\frac{32\pi}{180}\right)-\frac{Nh}{Nr+2r}\le 0 \tag{10}$$

（5）几何可行性约束

$$g_5(x)=2e-r\le 0 \tag{11}$$

$$e=\frac{D-(\delta_1+\delta_2)}{2(N+1)}-0.5r>0 \tag{12}$$

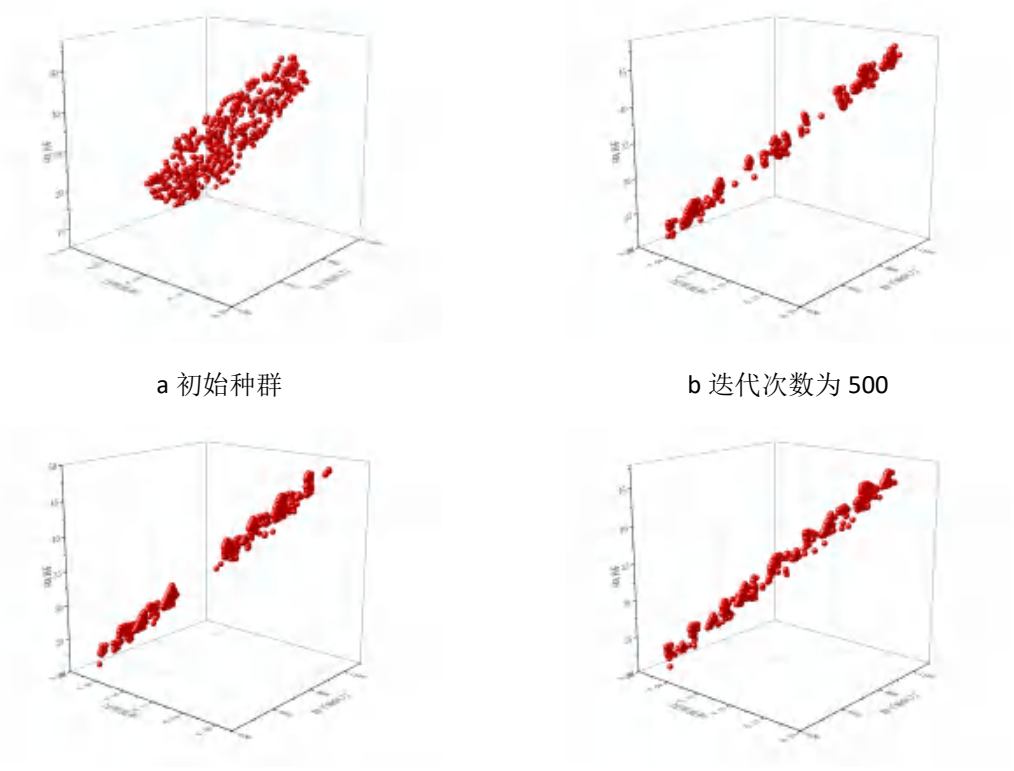
综合以上设计变量、目标函数和约束条件，建立完整数学模型如下

$$\begin{aligned}&\min_x f(x)=\left[f_1(x),f_2(x),f_3(x),f_4(x)\right]^T\\&subject\ to:\\&\quad g_{eq}(x)=0\\&\quad g_i(x)\le 0(i=1,2,\cdots,5)\end{aligned} \tag{13}$$

4 多目标参数优化

4.1 过程分析

初始种群规模为 500，通过拉丁超立方抽样生成均匀覆盖设计空间的初始解集，确保全局搜索能力。约束条件通过罚函数法融入适应度函数，对违反几何约束和离心力限制的解施加高惩罚系数，确保搜索过程收敛至可行域。迭代次数达到 1000 以上时，pareto 最优解前端曲线平滑、分布均匀，表明 SGA-Ⅱ算法有效且收敛良好，初始种群和迭代次数对优化结果的影响如图 3 所示。



a 初始种群　　b 迭代次数为 500

c 迭代次数为 750　　d 迭代次数为 1000

图 3 初始种群和迭代次数对优化结果的影响

4.2 优化结果

经 1000 次迭代后，算法收敛至稳定的 pareto 最优解前端，偏心距 E 和等距半径 r 分别为 7.5mm、15.18mm 时，满足最优几何比例关系，扭矩、轴向力与过流面积间的协调变化关系相对稳定均衡。由此确定出在泥浆泵马达的线数、级数、有效长度、转速和输出扭矩分别为 14/15、3.4、4100mm、14~31 rpm 和 30.08kN·m，排量范围：0~3m3/min，推荐钻压：0~60 t。

5 性能测试

图 4 整机实验系统

实验测试和现场应用表明。

通过 30 kN·m 动力钻具整机实验台，模拟实际使用工况，采用正向测试方法进行实验测试，如图 4 所示。实验系统主要由动力系统、循环加载装置、刹车系统和自动控制与检测系统等组成[9][10]。实验过程中，电动机驱动泥浆泵从水箱供水至泥浆马达，驱动马达旋转，系统自动记录扭矩、转速、流量、压差等参数。根据实验条件，实验介质采用清水，实验时，泥浆马达整体固定不动，进行密封、启动、恒流量加载和负载制动性能测试，340 泥浆马达性能测试曲线，如图 5 所示。

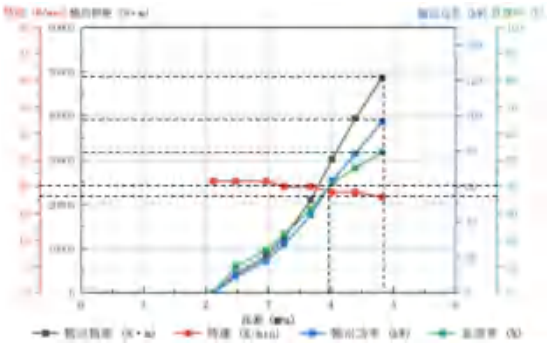


图 5 340 泥浆马达性能测试曲线

（1）低转速下，泥浆马达运行平稳，效率和机械

性能优于普通马达，输出扭矩 2.35~2.46 kNm，效率 38%~40.2%；

（2）加载运行时，随着负载逐步加大，马达失速不明、显过载能力强。当马达制动堵转时，最大输出扭矩 48.5 kNm，机械性能开始下降；

（3）由于受实验介质、扭矩量程和轴向加压不足等实验条件限制，导致测试结果略有下降。多泵并联、钻井液排量足够时，实际应用中最大输出扭矩超过 35 kNm，寿命超 300 小时，抗推拉能力超 100t。

6 结论

针对大功率泥浆马达结构优化和设计改进，通过分析马达线数比、螺距等参数，构建多参数、多目标优化模型，利用 NSGA-II 算法优化了Φ340 泥浆马达，轴向力、离心力、过流面积和滑移速度等多参数耦合协调平衡。实验测试和现场应用验证了结构的合理性，为多目标全局优化智能算法提供了理论参考[11]。

（1）马达总成、万向轴、传动轴和轴承等部位容易发生失效，对泥浆马达的结构性能影响较大，是大功率泥浆马达结构优化和技术改进的重点；

（2）优化后的马达线数比 14/15、偏心距为 7.5mm、等距圆半径为 15.18mm，有效长度为 4100mm，转速和输出扭矩分别为 14~31 rpm 和 30.08 kN·m；

（3）实验和工程应用测试表明，Φ340 泥浆马达低转速运行平稳，加载运行失速不明显、过载能力强，满足大直径钻孔的低速大扭矩与高稳定性需求。

参考文献

[1]许志琴,王汝成,赵中宝,等.试论中国大陆"硬岩型"大型锂矿带的构造背景[J].地质学报, 2018, 92(6):16.

[2]赵继云,满家祥,于鸣泉,等.低速大扭矩阀配流内曲线高水基泥浆马达设计理论与试验研究[J].机械工程学报, 2025,61(04):365-379.

[3]苏义脑.螺杆钻具研究及应用[M].石油工业出版社,2001.

[4]刘璐.定向穿越泥浆马达关键结构优化设计研究[D].西南石油大学,2016.

[5]李琳,聂臻,沙林秀.基于 NSGA2 的钻进参数多目标优化[J].石油机械, 2013(3):4-6.

[6]孙兴伟,郭钦元,孟栋轩,等.基于遗传算法的单螺杆钻具型线优化设计[J].机械工程与自动化, 2018(5):2-5.

[7]杨志.新型旋冲螺杆钻具设计、力学研究与实验分析[D].2017.

[8]孙兴伟,郭钦元,孟栋轩,等.基于遗传算法的单螺杆钻具型线优化设计[J].机械工程与自动化, 2018(5):2.[9]李凯.多目标进化算法的研究[D].华东交通大学[2025-05-24].

[10]张士明,尹永清,魏秦文,等.螺杆钻具综合性能测试方法研究[C]//中国煤炭学会钻探工程专业委员会 2020 年钻探工程学术研讨会.中国煤炭学会, 2020.

[11]纪昌桂.小尺寸泥浆马达测试平台设计及测试评价研究[D].长江大学,2023.DOI:10.26981/d.cnki.gjhsc.2023.000302.

作者简介：魏秦文（1974.08-），男，汉族，博士，正高级工程师，现从事石油钻井自动控制技术及理论教学和研究工作。

通讯作者：*韩银芳（1999.09-），北华航天工业学院机电工程学院在读研究生，研究方向智能井下工具理论与方法。

通讯地址：（065000）河北省廊坊市河北省广阳区爱民东道 133 号北华航天工业学院机电工程学院。E-mail：1986832213@qq.com

基金项目：河北省教育厅科研项目“基于深度学习的钻井极限延伸及泥浆马达智能控制控制方法研究”(编号：ZD2021304)；廊坊市科技支撑计划项目“大扭矩螺杆钻具结构及工艺参数优化”(编号：2022011028)；北华航天工业学院博士基金项目“无线反循环超短泥浆马达关键技术研究”(编号：BKY-2022-04)。