

文章编号:1671-251X(2024)S2-0298-04

工程机械液压齿轮泵设计优化

郭爱军

(神华神东煤炭集团技术研究院, 陕西 神木 719315)

摘要:工程机械液压系统中齿轮泵因其结构简单且造价相对便宜被大量应用,是整个液压系统的核心元件,为了对影响齿轮泵性能的各种因素进行理论分析,安装空间变得更为紧凑合理,通过遗传算法对传统齿轮泵设计参数进行了优化,使得在整泵体积上达到最优设计。同时,为了提升齿轮泵运行的压力平稳性,通过 CFD 仿真方法对齿轮泵内部结构进行了调整,通过对仿真结果对比发现优化后的结构有效抑制了压力脉动。通过以上优化设计表明,将遗传算法和 CFD 仿真分析结合使用,可以大大提高产品优化设计效率,节省开发试验试错成本,为齿轮液压泵的优化设计提供了参考。

关键词:工程机械; 液压系统; 齿轮泵; 优化设计

中图分类号:TD355

文献标志码:A

Design optimization of hydraulic gear pump for engineering machinery

GUO Aijun

(Shenhua Shendong Coal Group Technology Research Institute, Shenmu 719315, China)

0 引言

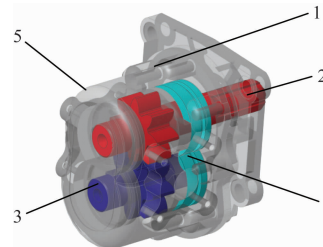
齿轮泵是一种结构简单、体积小、效率高、自吸能力强的液压泵,目前已被广泛用于航空、航天等各种领域^[1]。齿轮泵虽然具有诸多优点,但也存在一些不足,如安装空间要求大,降低了通用性和适配性,由于自身的工作原理导致的困油现象,齿轮泵的流量脉动和压力脉动都比较大等,在很大程度上限制了齿轮泵的应用。针对市场需求和技术现状,本文主要论述齿轮泵的工作机理,并针对其自身存在的一些不足,采用遗传算法和流体仿真方法,完成了齿轮泵设计从参数优化到结构优化。

1 齿轮泵参数设计

齿轮泵工作时受到的不平稳冲击较大,因此齿轮泵参数的设计决定着齿轮泵的寿命。在齿轮泵设计过程中,需要根据齿轮泵的排量来确定齿轮相关参数的计算。计算所采用的齿轮是一对齿轮数相等的齿轮泵,这种齿轮泵在一个齿轮的相关参数确定后,另一个齿轮的相关参数也就随之确定,有利于进行分析和计算。

常见的工程机械用液压齿轮泵结构如图 1 所示,齿轮泵主要工作原件为驱动齿轮轴和从动齿轮,

泵壳体、齿轮泵轴承及密封套件、标准紧固件等起到辅助作用,泵壳体提供稳定工作环境,其内部容腔能承受一定压力,并为其他部件安装提供载体空间。齿轮泵轴承及密封套件包括了各种齿轮泵的轴承、轴端密封、齿轮对端面密封等,密封件性能的好坏直接决定了液压泵工作能力,好的密封套件能够大大提升容积效率,为建立更高的系统压力提供有效支撑。



1—标准紧固件; 2—驱动齿轮轴; 3—从动齿轮;
4—齿轮泵轴承及密封套件; 5—泵壳体。

图 1 工程机械用液压齿轮泵

1.1 啮合齿轮对啮合参数

目前工程机械液压系统中常用的齿轮泵多为渐开线直齿圆柱齿轮对,因此其齿轮参数符合一般该类型齿轮设计规律^[2],即

$$\begin{cases} d = mz \\ d_b = zm \cos \alpha \\ d_a = zm + 2m \\ d_f = zm - 2.5m \end{cases} \quad (1)$$

收稿日期:2024-06-30;编辑:郑海霞。

作者简介:郭爱军(1970—),男,内蒙古包头人,教授级高级工程师,主要从事煤矿机电方面科研管理,E-mail:wmlmgaj@163.com。

式中: d 为直齿圆直径; m 为模数; z 为齿数; d_b 为基圆直径; α 为压力角; d_a 为齿顶圆直径; d_f 为齿根圆直径。

根据设计使用条件, 必须满足齿轮的正确啮合条件, 同时齿轮啮合时不会产生根切现象。齿轮正确啮合条件为 2 个齿轮的模数和压力角必须相等。产生根切现象与压力角、齿数有关, 在压力角确定情况下必须满足最小齿数要求, 见表 1。

$$\begin{cases} m_1 = m_2 = m \\ \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \end{cases} \quad (2)$$

表 1 压力角与不产生根切的最少齿数

压力角/(°)	14.5	15	20	22.5	23	25	27	30
最少齿数	32	30	17	14	13	11	10	8

1.2 齿轮泵排量

齿轮泵的排量指齿轮泵每转一转所排出的液体的体积, 是齿轮泵的一项重要指标。工程机械用液压齿轮泵一般采用 2 个具有相同参数的渐开线齿轮对, 其排量为

$$q = \pi B [d_a^2 / 4 - (k - d_a / 2)] \quad (3)$$

式中: q 为排量; B 为齿宽; k 为中心距。

当系统对于齿轮泵的排量确定以后, 可通过匹配不同的齿轮直径、中心距和齿宽来实现对于空间的要求, 例如系统有多联泵串联的需求, 为了减小因多联泵串联导致的倾覆力矩过大, 可适当减少齿宽, 增大齿顶圆直径和安装中心距。

1.3 流量脉动

由于齿轮泵依靠齿轮不断啮合来吸入和输出液压油, 因此不可避免出现流量周期性脉动, 齿轮泵瞬时流量为

$$Q_s = B\omega(R_a^2 - R^2 - x^2) \quad (4)$$

式中: Q_s 为瞬时流量; ω 为齿轮角速度; R_a 为齿顶圆半径; R 为节圆半径; x 为啮合点距圆心的距离。

当液压泵齿轮参数设计完成后, 应当根据所应用的设计要求核算流量脉动, 对于某些流量比较敏感的应用场合, 应当通过调整角速度、修正齿轮参数和调整齿轮对啮合等方式改善瞬时流量变化率。

1.4 齿轮泵容积效率

齿轮泵的内泄漏直接决定齿轮泵的容积效率。内泄漏途径主要有齿轮端面与侧板之间的轴间间隙、通过泵齿轮顶圆与泵内腔间的径向间隙、齿轮啮合处的接触间隙。齿轮端面和啮合处的接触面泄漏量与泵的加工装配精度有很大关系, 通过提高制造水平可有效减少。齿轮泵的齿顶隙的内泄露量为

$$g_b = \left(\frac{b}{bz_0 S_a} \frac{P}{u} g^3 - \frac{\pi n g}{30} R_a \right) \times 10^3 \quad (5)$$

式中: g_b 为齿顶隙泄漏量; z_0 为过渡区齿数; S_a 为齿顶厚; u 为液压油动力粘度; n 为齿轮转速; R_a 为齿顶圆半径。

影响齿顶泄漏量的主要因素为齿宽、齿顶厚、径向半径间隙和齿顶圆半径, 在齿轮的模数和齿数不变的条件下, 减小齿宽、增加齿顶厚、增大齿顶圆半径和减小泄漏量, 增大齿轮泵容积效率^[7]。

2 工程机械液压齿轮设计优化

2.1 基于遗传算法的齿轮泵参数优化

液压齿轮泵的整体结构优化设计是一个带有多约束条件的极小值求解过程。传统方法解决这类大型复杂的优化设计问题具有极大的局限性。因此, 对于参数优化本文采用了遗传算法 (Genetic Algorithm GA), 这是一种随机性优化方法, 有很强的鲁棒性。^[8] GA 是模仿生物的遗传、进化原理, 采用适者生存的原则通过种群个体的选择、交叉、变异过程, 将优势个体的信息遗传到下一代, 最终达到种群的最优, 从而实现问题的寻优过程^[8]。

设计后的目标式将泵的体积尽量做到最小, 除需要满足设计公式要求外, 还需要对优化算法添加约束条件, 使得寻优过程在合理的范围内进行。

排量约束条件:

$$1 \leqslant g_1(x) = Q_L / Q_g \leqslant 1.05 \quad (6)$$

式中: Q_L 为公称排量; Q_g 为理论排量。

齿轮齿面接触应力约束条件:

$$g_1(x) = \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} - 1 \leqslant 0 \quad (7)$$

$$g_2(x) = \frac{\sigma_F}{[\sigma]_F} - 1 \leqslant 0 \quad (8)$$

式中: $[\sigma]_H$ 为 σ_H 的许用值; $[\sigma]_F$ 为 σ_F 的许用值。

轴强度约束条件:

$$g_3(x) = \frac{M_C}{W_f [\sigma_{-1}]_B} - 1 \leqslant 0 \quad (9)$$

式中: W_f 为抗弯截面模量; $[\sigma_{-1}]_B$ 为对称弯曲许用应力。

轴的刚度约束条件:

$$g_4(x) = \frac{y_c}{[y]} - 1 \leqslant 0 \quad (10)$$

式中: y_c 为轴颈根部相对于轴长度中心 A 的挠度; $[y]$ 为许用挠度。

需要优化的体积和目标函数为

$$V_p = kd_a(B + 2l) + \frac{\pi}{4}(k^2 B + 2d_z^2 l) \quad (11)$$

式中: V_p 为啮合齿轮对安装容腔所需体积; d_z 为轴颈直径; l 为轴颈直径。

为提高求解精度, 在对多极值函数进行全局优

化时,采用十进制浮点数编码(Float encoding Genetic Algorithm,FGA),按照遗传算法,对本文所涉及

的某型号工程机械液压齿轮泵的主要技术参数进行优化。适度函数为

$$\begin{cases} F(x) = f(x) + R \sum_{j=1}^N g_j(x) + \lambda(t, x) \\ \lambda(t, x) = \begin{cases} 0 & x \in S \\ \max\{0, \max f(x)\} - \min\{f(x) + R \sum_{j=1}^N f_j(x)\} & x \notin S \end{cases} \\ f_j(x) = \max\{0 + g_j(x)\} \end{cases} \quad (12)$$

式中: $F(x)$ 为新适应度函数; $f(x)$ 为原适应度函数; $g_j(x)$ 为对应约束函数; $\lambda(t, x)$ 为罚函数; R 为常数; t 为迭代次数; N 为目标函数数量。

本文取 $R=10^4$,假设个体 X_A^t, X_B^t 之间进行交叉,FGA 交叉算子的主要作用是组合父母染色体的特征以产生后代,这有助于探索解空间中的新区域。

通过交叉操作,遗传算法能够在搜索过程中保持和增加种群的多样性,从而增强算法的全局搜索能力。交叉操作通常涉及选择一个或多个点来切割父母的染色体,并交换这些点之间的基因序列,以产生新的后代染色体,促使遗传算法向着全局最优解的方向进化。FGA 采用的交叉方式为

$$\begin{cases} X_A^{t+1} = (1 + \theta)X_A^t + \vartheta X_B^t \\ X_B^{t+1} = \theta X_A^t + (1 + \vartheta)X_B^t \\ \text{if } X_A^{t+1} \text{ (or } X_B^{t+1}) < L \text{ then } X_A^{t+1} \text{ (or } X_B^{t+1}) = L \\ \text{if } X_A^{t+1} \text{ (or } X_B^{t+1}) > R \text{ then } X_A^{t+1} \text{ (or } X_B^{t+1}) = R \end{cases} \quad (13)$$

$0 < \theta, \vartheta < \gamma$, 且 θ, ϑ 为均匀分布的随机数
 $0 < \gamma \leq 1$, 且 γ 为大小可选的确定值
 L 是寻优参数左边界
 R 是寻优参数右边界

表 2 液压系统测试记录

参数	优化前数值	优化后数值
模数	5	7
齿数	12	8
齿宽/mm	28	26
轴颈直径/mm	32	30
中心距/mm	63.09	60.12
齿顶圆直径/mm	73.60	73.55
体积/mm ³	641 373	546 428

假设对个体 X^t 进行变异,变异算子的主要作用是在染色体上引入小的随机变化。

变异操作通常以较低的概率发生,因为过高的变异率可能会导致优秀个体特征的破坏。然而,适度的变异对于维持种群多样性至关重要,并且可以避免遗传算法受困于局部最优解。变异方式为

$$\begin{cases} X^t + k_y(R - X^t)\zeta & \text{Random}(2) = 0 \\ X^t - k_y(X^t - L)\zeta & \text{Random}(2) = 1 \end{cases} \quad (14)$$

式中:“0”和“1”代表变异的 2 个方向; ζ 为 $(0, 1)$ 区间内的随机数; $k_y \in (0, 1]$ 为一系列数; $\text{Random}(2)$ 随机产生整数 0 或 1,求解变异概率一般按照 $0.01 \sim 0.1$,具体取决于问题的复杂性。如果问题比较复杂,则变异概率可以取较大的值,提高算法搜索能力,本文中遗传算法变异概率取 0.09。

齿轮泵参数经过遗传算法优化后的结果见表 2,其中对于体积的优化率达到了 14.8%,证明经过遗传算法的调整,齿轮泵整体外形在不超过约束条件的情况下有了较大的改进。

齿轮泵体积优化遗传算法收敛趋势如图 2 所示,可看出优化迭代到第 15 次时,已经达到了收敛状态,产生了最优解。

2.2 基于有限元分析辅助优化设计

齿轮泵依靠 2 个同尺寸齿轮在紧密配合的壳体

内相互啮合,并反向旋转,从而实现介质输送或增压。虽结构简单,应用广泛,但齿轮副啮合半径的周期性变化和重合度大于 1,造成了流量脉动和困油现象,即在齿轮旋转啮合过程中,出现的啮合齿轮对

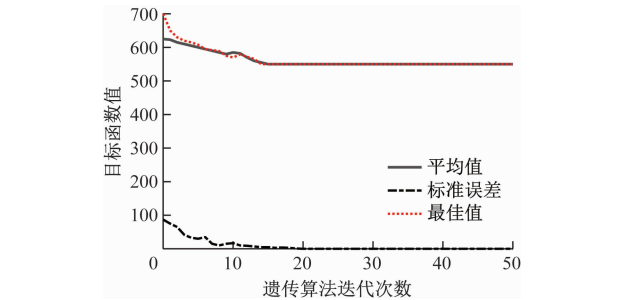


图 2 齿轮泵体积优化遗传算法收敛趋势

与齿轮泵端面密封壁之间形成的短时封闭空间。因齿轮泵通常由外部旋转机械带动高速旋转,发生困油的区域随着高速运转的齿轮对出现周期性压力和流量波动。受内部压力波动、齿轮啮合等因素的影响,极易引发振动噪声和振动故障问题。为优化该性能,提升齿轮泵的运行平顺性,提高液压系统运行可靠度,必须对泵的相关结构进一步进行优化。通过 CFD 软件模拟计算,可有效减少实际研发制造过程中的试错成本。CFD 仿真模型遵循质量、动量和能量守恒,若要对齿轮泵内部瞬态流场进行仿真,就要对 3 种守恒方程及紊流模型方程进行求解。

在本例优化方案 CFD 仿真计算中,通过三维建模,将图 1 中的齿轮泵内部流道三维模型提取出来准备进行有限元网格划分。进行仿真计算之前按照表 3 对齿轮泵模型设置边界条件。

表 3 边界条件及参数设置

参数	数值
动力粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.0051
液压油密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
液压油体积弹性模量/ MPa	1 500
饱和蒸汽压/ Pa	400
气体质量分数	0.000 09
温度/ K	355
进口压力/ Pa	101 325
出口压力/ MPa	12
齿轮转速/ r/min	1 500

低齿轮泵出现的困油现象引发的流量压力脉动,在进行优化时,在进油口和出油口开出了卸荷槽结构,其功能为在发生困油的齿轮啮合位置,通过沟通困油区域与进、出油口,达到有效疏导困油的目的,同时不影响正常的齿轮泵性能。在以上仿真模型的基础上,增加一组卸荷槽的齿轮泵流场进行仿真,仿真外部的边界条件保持与原来未进行优化时的参数一致。

有限元仿真结果如图 3 所示,对于压力分布而言,增加了卸荷槽并不会影响到液压泵压力建立,因此不会对泵的性能产生影响。

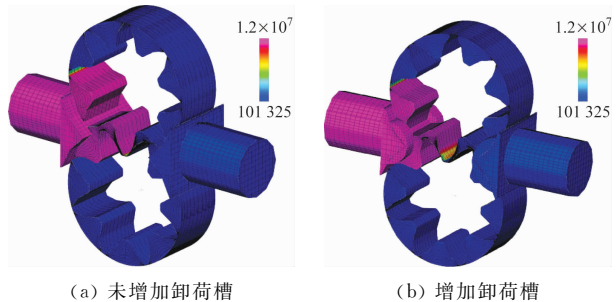


图 3 有限元仿真结果

设置的仿真监测时间长度为齿轮泵啮合齿轮旋转一周所用的时间,这样就能够完整体现齿轮泵的一个旋转周期内出口压力数值变化趋势。对于液压泵因困油现场出现的脉动优化分析,需要提取 CFD 仿真结果中的齿轮泵压力出口数值,其优化前后对比如图 4 所示。可看出优化前由于齿轮泵压力脉动周期性出现跳变,压力条约周期与齿轮泵啮合周期相同,大约为 0.005 s/次,符合齿轮泵困油规律,其跳跃幅度大约为泵出口设定压力平均值的 0.25%,经过优化设计之后,液压泵出口压力跳变被抑制,压力波动主要以齿轮啮合所引起的周期性波动为主,极大提高了齿轮泵在工作过程中的稳定性。

3 结论

通过对齿轮泵的设计与优化过程,得到对于齿

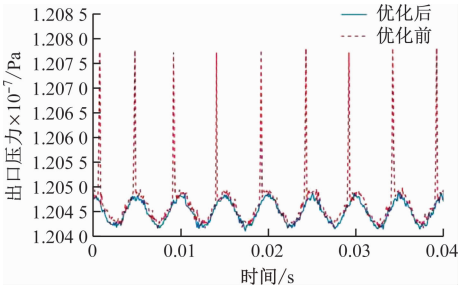


图 4 出口压力监测

轮泵的设计优化结论:

- 1) 对于齿轮泵的设计有着大量成熟设计公式可以借鉴,然而对于众多参数目标优化设计的工作无法再应用传统方法完成,通过合理应用遗传算法,对于齿轮泵多个参数进行寻优,最终在算法优化有齿轮泵体积减少了 14.8%,改进效果明显。
- 2) 通过 CFD 流体仿真进行结构优化,所提出的改进型卸荷槽最良好的压力稳定功能,可有效降低流量脉动至 16% 左右。
- 3) 后续对于齿轮泵的参数结构优化,可以参考优化思路方法进行,针对更加精细化设计要求,可以通过添加约束条件、建立更加完善的 CFD 模型来达到目的。

参考文献:

[1] 栾振辉. 齿轮泵研究的现状与发展[J]. 起重运输机械, 2005(6): 11-13.

[2] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.

[3] 洪胡平, 张为民, 谢树联. 基于改进遗传算法的可重构制造系统快速配置[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2024(3): 1-5.

[4] 王彦骄, 张绍阳, 梁玉泉, 等. 基于遗传-模拟退火算法修正高斯烟羽模型参数[J]. 现代电子技术, 2024, 47(6): 9-14.

[5] 李文霞, 魏士杰, 安理会, 等. 高速重载齿轮泵壳体热流固耦合仿真[J]. 制造业自动化, 2024, 46(1): 63-67.

[6] 韦智博, 徐恺, 黄成, 等. 双圆弧齿轮泵不同工况下流量特性分析[J]. 现代制造工程, 2024(1): 11-16.

[7] 任嘉轶, 梁冰, 李瑞卿, 等. 外啮合齿轮泵齿顶凹槽间隙泄漏流动研究[J]. 辽宁工程技术大学学报(自然科学版), 2023, 42(5): 587-592.

[8] 张彤, 张华, 王子才. 浮点数编码的遗传算法及其应用[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2000(4): 59-61.

[9] 陈洁, 王家森, 卢俊宇, 等. 粘性流动自动化 CFD 计算技术研究进展[J]. 空天技术, 2024(2): 39-53.

[10] 陈红卫, 姜冰冰, 唐嘉昊, 等. 基于 CFD 的一体化泵站流场及水力损失研究[J]. 自动化应用, 2024, 65(4): 185-187.