

面向外啮合齿轮泵困油问题的健壮性设计

吴小锋, 刘春节, 干为民, 王晓军, 胡少刚, 稽晶晶
(常州工学院 机械与车辆工程学院, 江苏 常州 213002)

摘 要: 针对外啮合齿轮泵困油区压力高导致噪声大、低容积效率等问题, 综合齿轮泵工作过程中内部流体动态特性, 提出了面向齿轮泵困油问题的健壮性设计方法。以某型号高压齿轮泵为研究对象, 建立三维流体模型, 利用 CFD 专业软件 PUMPLINX, 基于全空化模型对齿轮泵内部流场进行解析, 分析了该齿轮泵猫眼式卸荷槽结构参数、齿轮泵转速、负载压力以及介质特性对困油区压力的影响, 并借助于试验设计和响应面函数方法建立了关于困油区压力的近似模型。最后, 以困油区压力模型服从正态分布且均方差最小为目标, 优化了猫眼式卸荷槽尺寸参数来减少转速、负载和介质特性对困油区压力的影响, 并以随机分析方法验证齿轮泵困油区压力对不可控因素随机变化的健壮性, 验证结果表明: 随着不可控因素的随机变化困油区压力峰值对其敏感波动从健壮性设计前的 40% 缩小至健壮性设计后的 18% 左右, 从而提高了泵的稳定性和可靠性。

关 键 词: 外啮合齿轮泵; 困油区压力; 空化流; 试验设计; 响应面函数; 健壮性

中图分类号: V231; TH137.51

文献标志码: A

Robust design of external gear pump with trapped oil problem

WU Xiao-feng, LIU Chun-jie, GAN Wei-min,
WANG Xiao-jun, HU Shao-gang, JI Jing-jing

(School of Mechanical and Vehicle Engineering,

Changzhou Institute of Technology, Changzhou Jiangsu 213002, China)

Abstract: Based on the fluid dynamic characteristics of gear pump, a robust design method was proposed to solve the large noise, low volume efficiency in external gear pump caused by high pressure of trapped oil. A type of high pressure gear pump was used as the research object, modeled and simulated by CFD professional software PUMPLINX. The effects on trapped oil pressure by cat eye type unloading groove structure parameters, gear pump speed, load pressure and medium characteristics were analyzed. An approximate model of trapped oil pressure was built based on the design of experiments and response surface function methods. Finally, in order to reduce the impact of uncontrollable of factors such as pump speed, load pressure and medium characteristics on pump performance, the robust performance evaluation model was built to optimize the cat type unloading groove structure parameters and achieve the trapped oil pressure model subjecting to normal distribution in the case of the minimum mean square error. Besides, with the change of random and uncontrollable factors, the robust performance of trapped oil pressure was verified; the result displayed that the trapped oil pressure peak before robust design fluctuated from 40% to 18% after robust design, so the stability and reliability of working pump were improved.

Key words: external gear pump; trapped oil pressure; cavitation flow;
design of experiments; response surface function; robust

收稿日期: 2014-04-02

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(51305049); 江苏省教育厅自然科学基金(13KJD460003)

作者简介: 吴小锋(1982—), 男, 江苏常州人, 讲师, 博士, 主要从事机电液一体化设计、智能设计与控制方向的研究。

齿轮泵作为液压系统中典型的动力元件,由于其结构简单、自吸性能好、工作可靠并且成本低等优点被广泛应用于现代机床、工程机械等机械产品中。目前,国内外采用全液压浮动补偿侧板结构的高压、大排量齿轮泵一直存在噪声大、困油区压力高等严重问题,因此,齿轮泵内困油机理和困油区压力的研究是降低外啮合齿轮泵噪声和提高容积效率的关键问题之一。

国内外学者已针对外啮合齿轮泵内部困油现象做了很多研究,Kojima 等^[1]研究了齿轮泵卸荷槽与困油区压力的关系,通过理论和实验证明了卸荷槽可以缓解困油区压力的急剧变化,但同时也会降低泵的容积效率;Eaton 等^[2]建立了困油的气穴模型,并给出了困油区压力的理论计算公式;Kim, Houzeaux 等^[3-4]对齿轮泵内流场进行了解析,建立了困油现象的数字化模型;李玉龙等^[5-6]对齿轮泵困油机理和困油模型进行了较深入的研究,分析了泵设计参数与困油区压力之间的关系,推导了理论困油面积和卸荷面积,并进行了仿真和实验验证;刘威等^[7]研究了过渡区压力变化与侧板阻尼结构参数之间的关系,对浮动补偿侧板结构的齿轮泵过渡区阻尼结构进行了参数化设计。鉴于以上众多学者的研究成果,本文基于全空化模型对齿轮泵内部流场进行 CFD 解析,分析猫眼式卸荷槽尺寸、齿轮泵转速、负载以及介质特性对齿轮泵工作时困油区压力变化的影响,将部分易更改的主观设计参数作为设计变量,以困油区压力对其余客观参数的影响最小化为目标,建立面向困油问题的齿轮泵健壮性性能评价模型,并进行了优化设计。

1 齿轮泵特点与困油现象分析

1.1 齿轮泵工作特点

本文以 CBJ 系列高压齿轮泵为研究对象,该泵采用浮动侧板式轴向间隙自动补偿技术,侧板可在壳体内作轴向浮动,图 1 为该泵的结构图,其主要技术参数如表 1 所示。

该齿轮泵浮动侧板采用 8 字形结构,内端面为带有耳型槽的粉末铜冶金密封面,并在外端面与高压油槽之间开有补偿力凹槽,如图 2 所示。针对 CBJ 系列高压齿轮泵中,开设圆形或矩形卸荷槽不能彻底解决困油噪声及气蚀问题,该系列齿轮泵采用在圆形卸荷槽之外开圆形小孔结构(即猫眼式结构),如图 3 所示。



图 1 高压齿轮泵结构图

Fig. 1 Structure of high pressure pump

表 1 齿轮泵技术参数表

Table 1 Technology parameters of gear pump

参数	数值
理论排量/(mL/r)	160.13
压力/MPa	20.0 (额定) 25.0 (最高)
转速/(r/min)	2200 (额定) 2400 (最高)
驱动功率/kW	130.46



图 2 浮动侧板卸荷槽结构图

Fig. 2 Structure of floating plate unloading groove

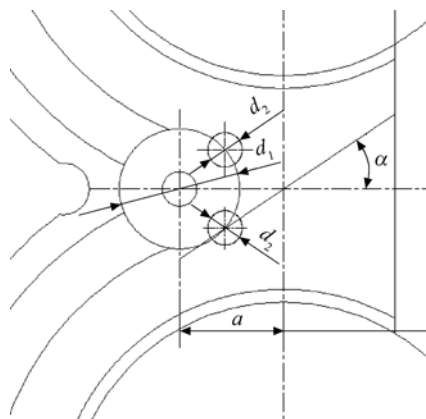


图 3 齿轮泵猫眼式卸荷槽结构

Fig. 3 Structure of gear pump cat eye type unloading groove

1.2 齿轮泵困油原理

为保证齿轮泵的齿轮平稳地啮合运转、吸压油腔严格地密封以及均匀而连续地供油,必须使齿轮啮合的重迭系数 $\epsilon > 1$ ($\epsilon = 1.05 \sim 1.03$). 在两对轮齿之间形成和吸压油腔均不相同的闭死容积,而轮齿旋转时闭死容积大小发生变化,该现象为困油现象。

有齿侧间隙的齿轮泵困油现象,如图 4 所示。新一对轮齿在啮合点 A 开始啮合,前一对轮齿在点 B 啮合尚未脱开,在两齿之间形成一个困油容积 $V_b = V_1 + V_2$,此时困油容积最大, V_1 与 V_2 之间有侧隙沟通,如图 4(a)所示。当轮齿转动时, V_1 逐渐减少 V_2 逐渐增大, $V_b = V_1 + V_2$ 逐渐减少,当齿轮旋转到两个啮合点 DE 相对于节点 P 对称时, $V_b = V_1 + V_2$ 最小,如图 4(b)所示。当轮齿转动时, V_1 逐渐减少 V_2 逐渐增大, $V_b = V_1 + V_2$ 逐渐增大,当前对轮齿在 C 点脱离啮合时, $V_b = V_1 + V_2$ 最大,如图 4(c)所示。

消除齿轮泵困油现象方法就是开卸荷槽,本文选择在 CBAK 型齿轮泵上开猫眼式卸荷槽,使

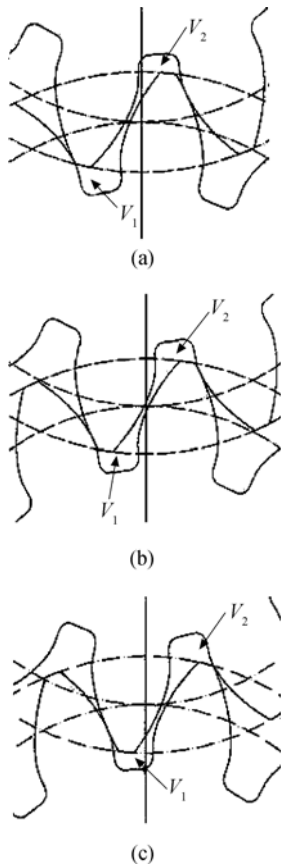


图 4 有齿侧间隙的齿轮泵困油区的形成和变化过程
Fig. 4 Formation and change of trapped oil region of gear pump with tooth side clearance

得齿轮泵困油区变化时与进出油区连接,从而缓解困油区压力的急剧变化。因此,卸荷槽结构参数的设计将直接影响困油区流体特性,决定了困油区内流体压力的变化。

2 齿轮泵内部流体特性解析

2.1 齿轮泵困油原理

2.1.1 连续性方程

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u_i) = 0 \quad (1)$$

式中 ρ_m 为气液混合项的平均密度; u_i 为气液混合项的平均速度; t 为时间。

2.1.2 运动方程

忽略质量力和微小气泡的表面张力,考虑湍流对黏度的影响,基于湍流过滤模型^[8]建立湍流黏度方程如式(5)所示,从而得到气液两相流运动方程如式(2)所示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m u_i) + \nabla \cdot (\rho_m u_i u_j) - \nabla p + A + B \quad (2)$$

$$A = \nabla \cdot [(\mu_m + \mu_{mt}) \nabla u_i] \quad (3)$$

$$B = \frac{1}{3} \nabla [(\mu_m + \mu_{mt}) \nabla \cdot u_i] \quad (4)$$

$$\mu_{mt} = C_u \cdot \min \left[1, C_3 \frac{\Delta \epsilon}{k^{3/2}} \right] \rho_m \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

式中 p 为压力; μ_m 为平均动力黏度; μ_{mt} 为湍流引起的动力黏度项; u_j 为平均速度; C_u, C_3 为经验系数; Δ 为网格过滤因子; k 为湍流动能; ϵ 为湍流耗散率。

2.1.3 考虑空化的质量输运方程

本文以气液两相流为对象,假设流体可压缩、考虑流体的黏性假设的湍流(选择标准 $k-\epsilon$ 模型),则气液两相空化流质量输运方程^[9-10]为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m w_v) + \nabla \cdot (\rho_m w_v u_i) = \nabla \cdot (\Gamma \cdot \nabla w_v) + R_e - R_c \quad (6)$$

式中 w_v 表示气相质量分数; R_e 表示气相产生率; R_c 表示气相压缩率; Γ 表示有效传递系数。

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \left[\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{p_l} \right]^{1/2} (1 - w_v) \quad (7)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \left[\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{p_l} \right]^{1/2} w_v \quad (8)$$

式中 σ 为气泡表面张力系数; C_e, C_c 为经验常数 $C_e = 0.02, C_c = 0.01$; ρ_l 为液相密度; ρ_v 为气相密度; p_v 为气相临界压力,其值与气相饱和压力和湍流强度有关, $p_v = p_{sat} + p_{turb}/2$; p_{sat} 表示气相饱

和压力; p_{turb} 表示湍流强度引起的压力, $p_{\text{turb}} = 0.39(1-\alpha)\rho k$.

2.2 齿轮泵工作过程中困油现象的模拟

CBJ 型齿轮泵内部流体包括主动齿轮区流体、从动齿轮区流体、入口区流体、出口区流体以及猫眼式卸荷槽区流体等,建立内部流体结构如图 5 所示. 本文采用专业的泵类 CFD 软件 PUMPLINX 对齿轮泵进行数值模拟,将齿轮泵三维流体模型以 STL 格式文件导入 PUMPLINX.

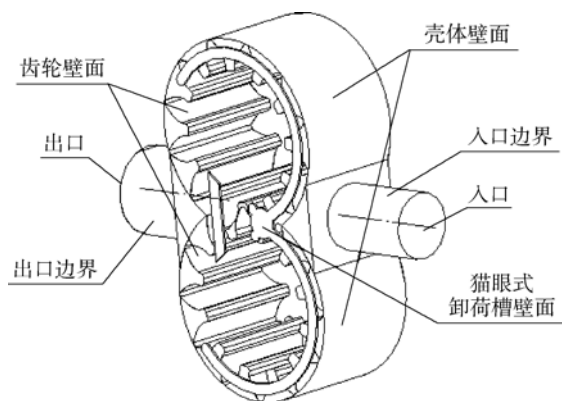


图 5 齿轮泵三维流体模型

Fig. 5 Three-dimensional flow model of gear pump

1) 划分网格: CBJ 型齿轮泵三维模型齿轮腔内部为结构化四面体网格,进出口及高压油槽为非结构网格,低压卸荷槽与高压卸荷槽为非结构网格,齿轮啮合处和齿顶间隙处进行网格加密处理,如图 6 所示.

2) 设置边界条件:为增加齿轮泵工作过程进行动态 CFD 解析的求解精度,仿真过程采用空化模型,流体介质为液压油 (ISO VG32),其参数如

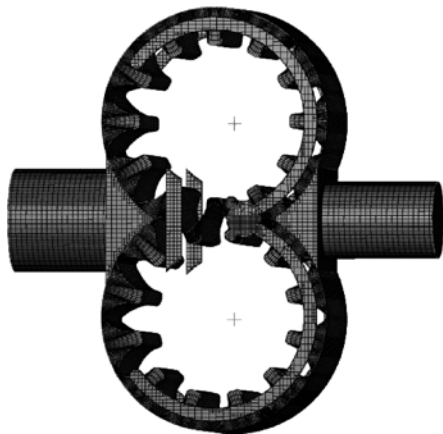


图 6 齿轮泵三维流体网格模型

Fig. 6 Gear pump 3-D fluid mesh model

表 2 所示. 边界条件设置为: 入口压力 $p_{\text{in}} = 0$ MPa, 负载压力 $p_{\text{out}} = 20$ MPa, 转速 $n = 2200$ r/min.

表 2 液压油 ISO VG32 计算参数

Table 2 Calculation parameters of hydraulic oil ISO VG32

参数	数值
密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	863
动力黏度 $\mu / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.49
体积模量 K / MPa	1100
饱和汽压 $p_{\text{sat}} / \text{Pa}$	400
蒸气密度 $\rho_v / (\text{kg}/\text{m}^3)$	0.0245
空气的质量分数 w_k	0.00009

3) 压力监测点设置: 在 PUMPLINX 中进行的动态仿真, 困油区位置随着啮合过程不断变化, 为了获得困油区压力 (p) 随着啮合过程的变化, 将困油过程分成 9 个状态, 每个状态对应的困油区设置一个压力监测点, 用来监测该位置状态困油区压力, 如图 7 所示, 监测点 1~9 监测的困油区压力即反映了齿轮泵工作过程中困油区压力的变化过程.

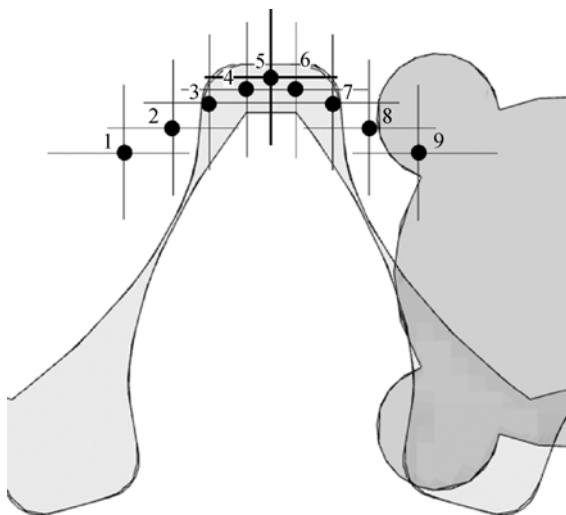


图 7 困油区压力监测点设置

Fig. 7 Setting of trapped oil pressure monitoring points

仿真类型选择 Transient, 仿真时间定义为: Revolutions, number of revolutions 设置为 1, Number of iterations 为 100, Simulation time (duration) 为 0.1, Number of time steps 为 500, Result saving frequency 设置为 180. 仿真过程中, 齿轮泵压力变化云图如图 8 所示.

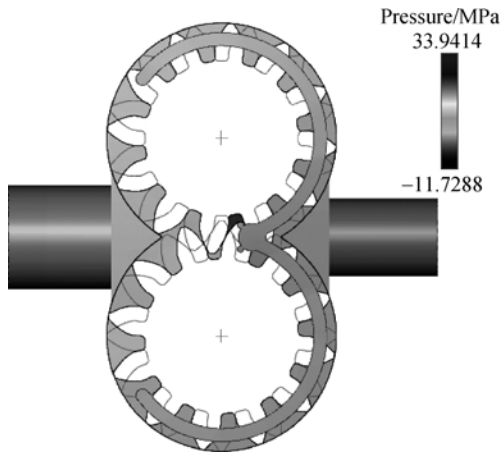


图 8 CBAK 齿轮泵工作过程中内部压力分布云图
Fig. 8 Distribution of internal pressure in the process of CBAK gear pump

2.3 齿轮泵内部流体特性的解析

通过解析可以获得不同的卸荷槽结构参数对困油区压力的影响,参照图 3,随着 d_1, d_2 的增加齿轮泵困油区压力有所下降,峰值由 52 MPa 下降至 42 MPa 左右,如图 9 和图 10 所示;随着角度 α 和长度 a 的增加,困油区最高压力先有所下降后反而上升,困油区压力峰值先由 52 MPa 下降至 36.3 MPa,然后升至 55 MPa 左右,如图 11 和图 12 所示,因为 α 和长度 a 尺寸都由齿轮啮合压力角所决定,而且两者相互影响,这些结构参数在本文作为齿轮泵的设计参数,通过仿真分析结果显示,改变这些尺寸参数可以缓解齿轮泵困油区压力,特别是最高困油区压力。

以上参数为齿轮泵猫眼式卸荷槽的设计参数,作为可控因素来考虑,对于一些不可控的因素,对齿轮泵困油区压力也会有影响,如转速 n 、

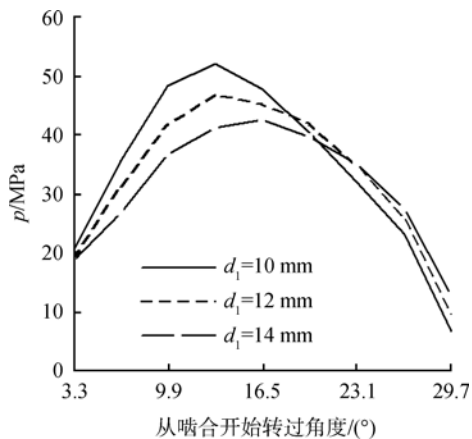


图 9 d_1 对困油区压力的影响
Fig. 9 Effect of d_1 on trapped oil pressure

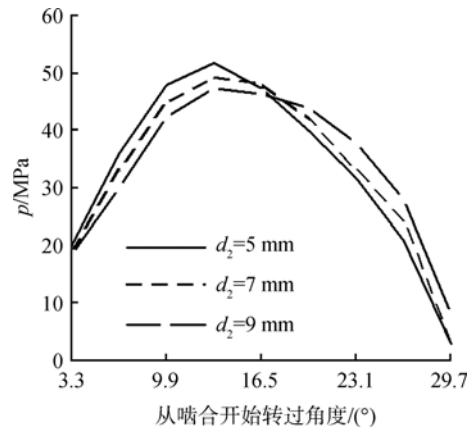


图 10 d_2 对困油区压力的影响
Fig. 10 Effect of d_2 on trapped oil pressure

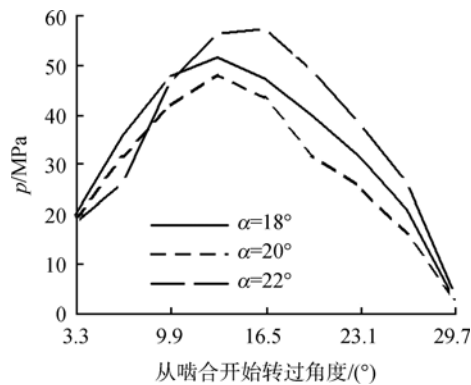


图 11 α 对困油区压力的影响
Fig. 11 Effect of α on trapped oil pressure

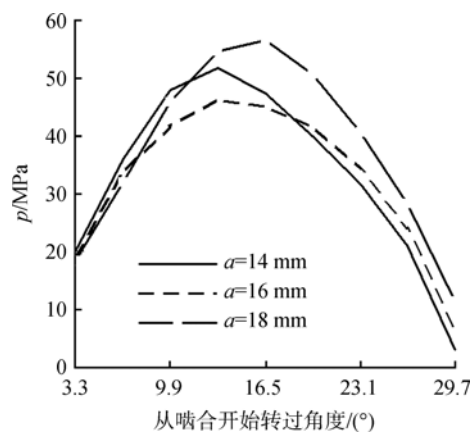


图 12 a 对困油区压力的影响
Fig. 12 Effect of a on trapped oil pressure

负载压力 p_{out} 、空气的体积分数 φ_g 等。通过仿真结果,当齿轮泵转速由 1000 r/min 提高到 2000 r/min 和 3000 r/min 时,由于卸荷槽来不及排油,困油区压力上升幅度很大,最高压力从 30 MPa 分别上升至 47.1 MPa 和 69.8 MPa,如图 13 所示。

当负载压力从 10 MPa 升高至 30 MPa 时,由于困油区进入啮合前就已跟负载接通,随着啮合过程,困油区压力在负载压力的基础上继续上升,峰值压力从 10 MPa 负载对应的 21.7 MPa 上升至 30 MPa 负载对应的 72.3 MPa,如图 14 所示。当液压油中空气含量增高,对困油区压力也有影响,该影响是因为含气量大的液压油可压缩性强,但由于液压油中含气量毕竟有限,而且含气量大容易引起空化气穴,所以含气量对困油区压力的影响并不是太大,如图 15 所示。

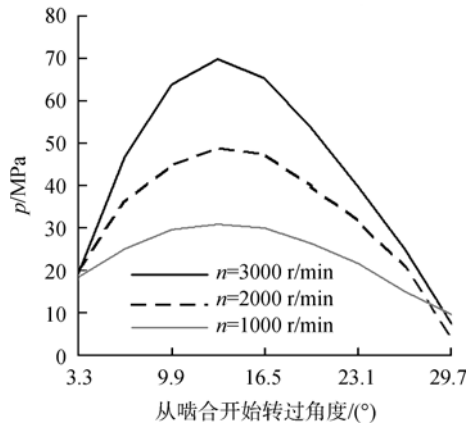


图 13 n 对困油区压力的影响

Fig. 13 Effect of n on trapped oil pressure

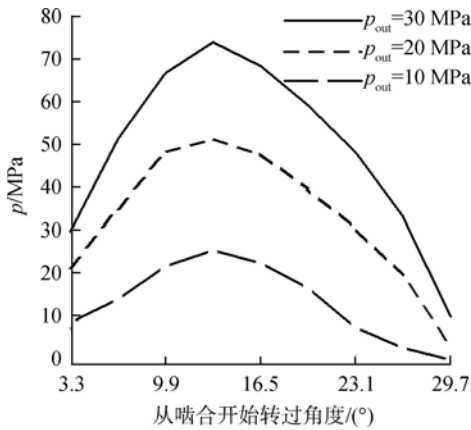


图 14 负载 p_{out} 对困油区压力的影响

Fig. 14 Effect of p_{out} on trapped oil pressure

以上齿轮泵解析结果表明齿轮泵困油区压力的影响因素较多,不仅受内部结构参数的影响,也同样受环境和性能参数的影响,为了提高齿轮泵性能,降低困油区压力,单单从结构参数优化着手而忽略不可控因素的影响是不合理的,需要从泵的健壮性能出发,试图通过优化结构参数,一方面降低困油区压力,另一方面还要降低困油区压力

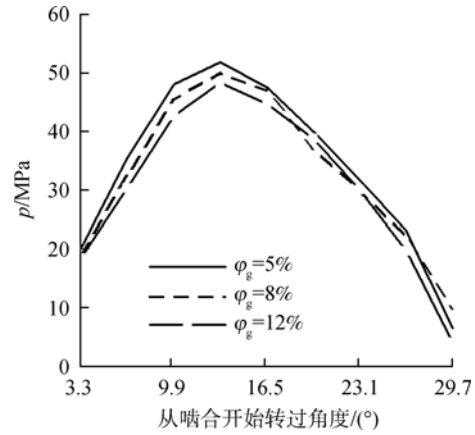


图 15 φ_g 对困油区压力的影响

Fig. 15 Effect of φ_g on trapped oil pressure

对不可控因素的敏感性。

3 齿轮泵健壮性设计

3.1 齿轮泵困油区压力的近似模型

3.1.1 正交试验设计

以仿真数据为基础,以齿轮泵困油区出现的压力峰值为目标,以图 3 中结构参数 $d_1, d_2, \alpha, a, n, p_{out}, \varphi_g$ 为设计因子进行正交试验,试验结果数据如表 3 所示,并获得压力峰值关于各设计因子的敏感度如图 16 所示。

3.1.2 响应面函数

以正交试验数据为基础,选择二次响应面函数^[11-14]来拟合困油区压力峰值关于设计因子的显式表达,并对该近似模型各项系数进行了修正计算,最终获得压力峰值的函数表达式如式(9)所示。

$$\begin{aligned}
 p_{\max} = & 12.956d_1^2 + 1.05d_2^2 + 2.513\alpha^2 + \\
 & 0.23\alpha^2 + 5 \times 10^{-5}n^2 - 0.167p_{out}^2 + \\
 & 0.697\varphi_g^2 + 6.295d_1d_2 - \\
 & 1.037d_1\alpha + 5.74 \times 10^{-4}d_1n - 0.687d_1p_{out} - \\
 & 6.352d_1\varphi_g + 4.534d_2\alpha - 4.045\alpha\alpha + \\
 & 0.017d_2n - 1.99d_2p_{out} - 0.746d_2\varphi_g - \\
 & 9.595\alpha\alpha + 27.345\alpha n - 0.022\alpha p_{out} - \\
 & 5.466\alpha\varphi_g + 0.002an + 0.962ap_{out} - \\
 & 8.597a\varphi_g + 4.91 \times 10^{-4}np_{out} - \\
 & 301.85d_1 - 100.62d_2 + 19.6\alpha + \\
 & 230.01a - 0.946n + 14.67p_{out} + \\
 & 308.15\varphi_g - 100.95
 \end{aligned} \quad (9)$$

近似响应面模型修正后评价标准如式(10)所示。

表 3 困油区压力峰值正交试验设计表
Table 3 Orthogonal test design table of trapped oil pressure

$d_1 /$ mm	$d_2 /$ mm	$\alpha /$ ($^{\circ}$)	$a /$ mm	$n /$ (r/min)	$p_{out} /$ MPa	φ_g	$p_{max} /$ MPa	$d_1 /$ mm	$d_2 /$ mm	$\alpha /$ ($^{\circ}$)	$a /$ mm	$n /$ (r/min)	$p_{out} /$ MPa	φ_g	$p_{max} /$ MPa
10	5	18	14	1000	10	0.05	55.2	10	5	22	18	2000	20	0.05	71.3
10	7	20	16	2000	20	0.08	48.1	10	7	18	14	3000	30	0.08	78.4
10	9	22	18	3000	30	0.10	75.3	10	9	20	16	1000	10	0.10	33.5
12	5	18	16	2000	30	0.10	60.3	12	5	20	18	1000	30	0.08	53.6
12	7	20	18	3000	10	0.05	50.9	12	7	22	14	2000	10	0.10	41.2
12	9	22	14	1000	20	0.08	37.7	12	9	18	16	3000	20	0.05	52.3
14	5	20	14	3000	20	0.10	55.6	14	5	22	16	3000	10	0.08	47.5
14	7	22	16	1000	30	0.05	45.2	14	7	18	18	1000	20	0.10	36.0
14	9	18	18	2000	10	0.08	33.6	14	9	20	14	2000	30	0.05	51.1

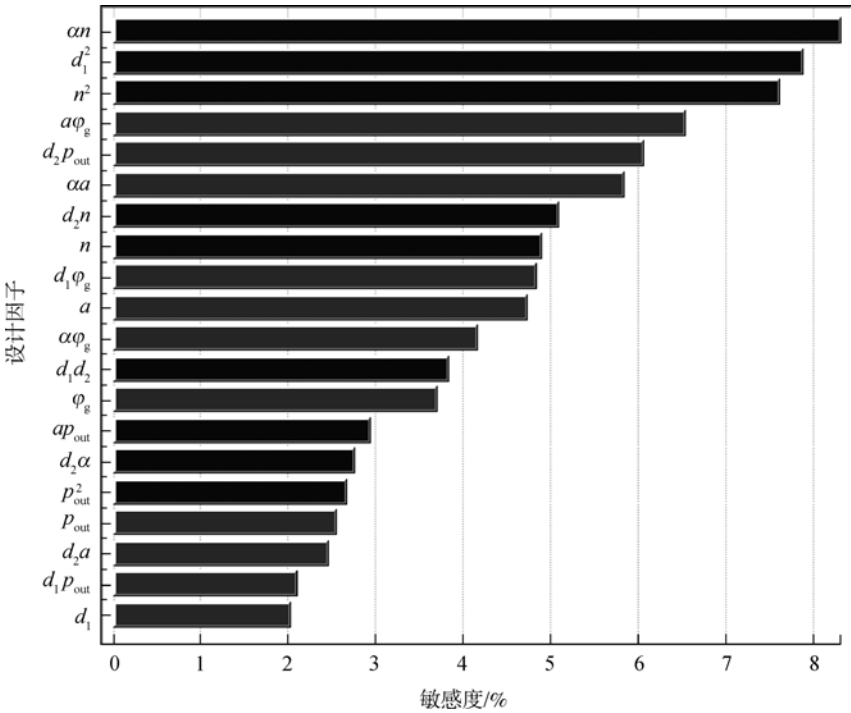


图 16 各参数的敏感度分析

Fig. 16 Sensitivity analysis of parameters

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_{\text{rsm}}(i) - y(i))^2}{\sum_{i=1}^N (y(i) - \bar{y})^2} \quad (10)$$

式中 $y_{\text{rsm}}(i)$ 为近似模型目标函数值; $y(i)$ 为仿真值; $\bar{y}$ 为仿真值的平均值; N 为选取检验点的数量.

通过评价模型的计算,该响应面函数的检验误差决定系数达到 $R^2 = 0.936$,结果表明:该近似

模型计算出来的数据与仿真数据相似度达到 90% 以上,可以用该二次函数来代替 Pumplinx 仿真来进行优化设计.

3.2 健壮性设计

齿轮泵困油区压力是由其本身的功能结构所决定,并且还受外界环境的影响,结构可以优化但环境参数无法控制,如转速、负载压力以及空气的体积分数,若全部看作为设计变量则会带来变量

过多,结果与实际差距难以控制的问题.健壮性设计不是以所有设计因子为设计变量,它的目标也不仅仅是目标值最小或最大,而是以可控因子为设计变量,以目标性能在不可控因子的影响下能始终维持在某一个基本稳定的值为目标.因此,这里以结构参数为设计变量,以转速、负载压力和空气的体积分数为随机变量,以随机变量影响下困油区压力峰值能服从正态分布为目标,即要实现“均值达到目标”和“均方差最小化”,从而降低目标函数对不确定因素的敏感性^[15-18],提高稳定性.

该健壮性目标函数为

$$F = \sum_i^n \left[\frac{W_{1i}}{\eta_{1i}} (u_{Yi} - M_i) + \frac{W_{2i}}{\eta_{2i}} \sigma_{Yi}^2 \right] \quad (11)$$

目标函数最值表达式为

$$F = \sum_i^n \left[\pm \frac{W_{1i}}{\eta_{1i}} (u_{Yi} - M_i) + \frac{W_{2i}}{\eta_{2i}} \sigma_{Yi}^2 \right] \quad (12)$$

式中 W_i 为权重, η_i 为比例系数, M_i 为目标函数值, u_i 为均值, σ^2 为均方差.

设计因子为图 3 中的结构参数 d_1, d_2, α 及 a 的约束条件为: $10\text{ mm} \leq d_1 \leq 15\text{ mm}$, $5\text{ mm} \leq d_2 \leq 10\text{ mm}$, $10^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$, $14\text{ mm} \leq a \leq 18\text{ mm}$. 噪声因子为转速 n 、负载压力 p_{out} 、空气的体积分数 φ_g , 其中转速 n 在数值 2000 r/min 上下 25% 浮动范围内随机取值, 负载压力 p_{out} 在数值 20 MPa 上下 25% 浮动范围内随机取值, 空气的体积分数 φ_g 在数值 0.075 上下 25% 浮动范围内随机取值, 经过 300 次迭代计算, 获得健壮性设计结果如表 4 所示.

表 4 基于响应面函数的健壮性设计结果

Table 4 Results of robust design based on response surface function

参数	健壮性设计前	健壮性设计后
d_1/mm	12	13.54
d_2/mm	7	7.88
$\alpha/(\text{^\circ})$	20	21.3
a/mm	18	16.55

比较健壮性设计前后,困油区压力峰值的概率分布情况,如图 17 和图 18 所示,图中横坐标表示困油区压力峰值(p_{max}),纵坐标表示该压力峰值出现的次数(N). 健壮性设计后困油区压力峰值集中在 55 MPa 左右,均方差为 2.5 左右,对噪声因子的敏感波动由健壮性设计前 38% 减小至 17% 左右,可以看出通过健壮性设计该泵困油区

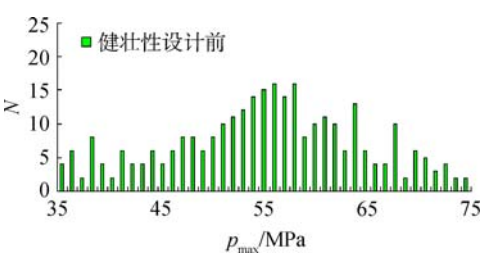


图 17 健壮性设计前困油区压力峰值响应分布
Fig. 17 Trapped pressure peak response distribution before robust design

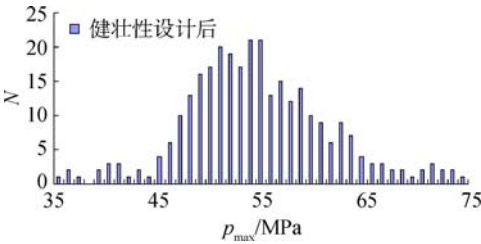


图 18 健壮性设计后困油区压力峰值响应分布
Fig. 18 Trapped pressure peak response distribution after robust design

压力峰值较稳定,对转速、负载压力和空气的体积分数噪声因子的干扰具有一定的抵抗能力.

4 结 论

- 1) 针对 CBJ 型齿轮泵困油问题,基于空化流模型对其进行了流体动力学模拟,获得了猫眼式卸荷槽结构参数、齿轮泵转速、负载压力、空气的体积分数对齿轮泵困油区压力的影响.
- 2) 以齿轮泵卸荷槽结构参数、齿轮泵转速、负载压力、空气的体积分数为设计因子,困油区压力峰值为目标,进行了试验设计,利用正交试验和近似模型手段,获得了困油区压力峰值关于各因子的二次响应面模型.
- 3) 在响应面模型的基础上,为了实现健壮性能设计,将卸荷槽参数设为设计因子,将齿轮泵转速、负载压力、空气的体积分数设为噪声因子,以困油区压力峰值响应服从正态分布为目标,建立了健壮性性能评价模型,并进行了优化,提高了齿轮泵面向困油问题的健壮性能.

参考文献:

[1] Kojima E, Shinada M. Characteristics of fluidborne noise generated by fluid power pump[J]. Bulletin of the JSME, 1986, 29(258): 4147-4155.
[2] Eaton M, Keogh P S, Edge K A. Modeling and simulation of pressures within thin the meshing teeth of gear pump

- [C]// Proceedings of International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France: [s. n.]2001:13-15.
- [3] Kim H, Marie H, Patil S. Tow-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump[R]. ASEE 2007-821, 2007.
- [4] Houzeaux G, Codina R. A finite element method for the solution of rotary displacement pumps[J]. Computers and Fluids, 2007, 36(6): 667-679.
- [5] 李玉龙, 刘焜. 外啮合齿轮泵动态困油模型及其参数影响分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(9): 214-219.
LI Yulong, LIU Kun. Dynamic model of trapped oil and effect of related variables on trapped oil pressure in external spur-gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(9): 214-219. (in Chinese)
- [6] 李玉龙. 基于特征的齿轮泵困油及卸荷面积计算[J]. 农业机械学报, 2006, 7(11): 71-74.
LI Yulong. Calculation of closed area and unloaded area through solid feature for outer engagement gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(11): 71-74. (in Chinese)
- [7] 刘威, 王安麟, 张小路, 等. 高压齿轮泵过渡区阻尼结构参数化[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 280-286.
LIU Wei, WANG Anlin, ZHANG Xiaolu, et al. Parametric on transition zone damping structure in high-pressure gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 280-286. (in Chinese)
- [8] Johansen S T, Wu J, Shyy W. Filter-based unsteady RANS computations[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2004, 25(1): 10-21.
- [9] Kunz R F, Boger D A, Stinebring D R, et al. A preconditioned Navier-Stokes method for two-phase flows with application to cavitation prediction[J]. Computers and Fluids, 2000, 29(8): 849-875.
- [10] Singhal A K, Athavale M M, Li H. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624. (in Chinese)
- [11] 彭茂林, 杨自春, 曹跃云, 等. 基于响应面法的可靠性稳健设计优化[J]. 航空动力学报, 2013, 28(8): 1784-1790.
PENG Maolin, YANG Zichun, CAO Yueyun, et al. Reliability robust design optimization based on response surface method[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(8): 1784-1790. (in Chinese)
- [12] 颜立新, 康红普, 高谦. 基于响应面函数的可靠度分析及应用[J]. 岩土力学, 2001, 22(3): 327-330.
YAN Lixin, KANG Hongpu, GAO Qian. Reliability analysis based on response surface function and its application in a chamber[J]. Rock and Soil Mechanics, 2001, 22(3): 327-330. (in Chinese)
- [13] 王安麟, 吴小锋, 周成林, 等. 基于 CFD 的滑阀多学科优化设计[J]. 上海交通大学学报, 2010, 44(12): 1767-1772.
WANG Anlin, WU Xiaofeng, ZHOU Chenglin, et al. Multidisciplinary optimization of a hydraulic side valve based on CFD[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 44(12): 1767-1772. (in Chinese)
- [14] 郭秩维, 白广忱. 随机响应面法在结构随机响应计算中的应用[J]. 航空动力学报, 2008, 23(11): 2021-2025.
GUO Zhiwei, BAI Guangchen. Application of stochastic response surface method in the structure stochastic response[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2021-2025. (in Chinese)
- [15] 刘德顺, 岳文辉, 杜小平. 系统性能稳健偏差与多点稳健设计优化[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10): 1-8.
LIU Deshun, YUE Wenhui, DU Xiaoping. Robust performance variation and multi points robust design optimization[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(10): 1-8. (in Chinese)
- [16] Taguchi G. Taguchi on robust technology development bring quality engineering upstream[M]. New York: ASME Press, 1993.
- [17] 贺谦, 李元生, 温志勋, 等. 涡轮叶片多学科可靠性及稳健设计优化[J]. 推进技术, 2010, 31(2): 193-197.
HE Qian, LI Yuansheng, WEN Zhixun, et al. Multidisciplinary probabilistic and robust design optimization for turbine blade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(2): 193-197. (in Chinese)
- [18] 倪俊, 虞跨海, 岳珠峰. 基于可靠性的涡轮叶片双循环多学科设计优化[J]. 航空动力学报, 2009, 24(9): 2051-2056.
NI Jun, YU Kuahai, YUE Zhufeng. Reliability-based multidisciplinary design optimization for turbine blade using double loop approach[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 2051-2056. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)