

# 斜齿轮泵流量及其流量脉动特性分析

张 静, 史伟东, 胡 亮, 李小军

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:**采用直接积分法推导斜齿轮泵瞬时流量时,在非全齿宽啮合区间内,螺旋角的存在使得积分表达式沿齿宽方向存在两个周期,需要对基准面啮合点处转角做相应变换,然后分段积分再求和,工作困难且繁琐。基于迭加原理,借助MATLAB软件用更直观的图象法来研究斜齿轮泵的瞬时流量及流量脉动特性。分析表明,在满足斜齿轮泵正常工作的条件下,其瞬时流量在不同螺旋角和齿宽下呈现不同的变化规律;齿宽一定时,流量不均匀系数与螺旋角成线性反比关系;螺旋角一定时,流量不均匀系数与齿宽成线性反比关系,且在临界齿宽和临界螺旋角处达到最小。

**关键词:**斜齿轮泵;迭加原理;瞬时流量;流量不均匀系数

**中图分类号:**TH137      **文献标志码:**A      **文章编号:**1008-0813(2016)06-0008-04

## The Characteristic Analysis on Flow Rate and Flow Pulsation of Helical Gear Pump

ZHANG Jing, SHI Wei-dong, HU Liang, LI Xiao-jun

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** When using direct integration method to derive the flow rate of helical gear pump, there are two integral expressions along the tooth width direction due to the existence of helix gear within the range of non-whole tooth width mesh, thus there is a need to transform the rotation angel of the meshing point at the datum plane accordingly and then sum of integral results along different widths, which is difficult and tedious. The characteristics of flow rate and flow pulsation of helical gear pump are studied with a more intuitive image method using MATLAB software, based on the principle of superposition. Research shows that, when meeting normal operating conditions, the flow rate of helical gear pump shows different variation laws at different helix angles and tooth widths; the non-uniform coefficient of flow rate is in linear inverse proportion to helix angle when tooth width is constant; the non-uniform coefficient of flow rate is in linear inverse proportion to tooth width when helix angle is constant, which decreases to the minimum value at critical tooth width and helix angle.

**Key words:** helical gear pump; the principle of superposition; flow rate; non-uniform coefficient of flow rate

## 0 引言

作为容积式泵的一种,齿轮泵以其结构简单、成本低、功率密度大、对油不敏感、自吸性能好<sup>[1]</sup>而被广泛应用,随着工业水平的不断提高,齿轮泵正向着更高压力等级、高转速、大排量、低流量脉动等方向发展<sup>[2]</sup>,但流量脉动大成为限制其应用的主要因素。由于容积式泵是通过工作腔的容积变化来实现进油和排油<sup>[3]</sup>,泵在工作时,不管是吸油腔还是排油腔体积都会产生周期性变化,导致泵的流量也将发生周期性变化<sup>[4]</sup>,即齿轮泵自身结构是产生流量脉动的根本原因<sup>[5]</sup>。而液压系统工作质量的好坏与泵的瞬时流量有着直接的关系,流量脉动引起压力脉动,使得液压泵变为流体振动源和噪声源,引起机械振动和噪声,严重影响系统工作的可

靠性和稳定性<sup>[6-7]</sup>,因此有必要对齿轮泵的瞬时流量进行深入分析,进而为其设计优化提供参考依据。

相对直齿轮泵,由于螺旋角的存在,斜齿轮泵沿齿宽方向是逐渐进入啮合,逐渐退出啮合,传动更平稳,具有更小的流量脉动<sup>[8]</sup>,因此多被用于重载、高压的场合。由于直齿轮可以看做斜齿轮的特例,因此一般将斜齿轮泵等价为无数个、无限薄且端面参数相同的直齿轮泵沿齿宽方向依次错开一定角度的迭加,其流量特性亦可由无限薄直齿轮泵沿齿宽方向积分得到<sup>[9-11]</sup>。分析斜齿轮泵瞬时流量特性时,螺旋角的存在使得积分表达式沿齿宽方向存在两个周期<sup>[11]</sup>,需要进行周期转换分段积分。文献[9-10]直接对整个周期进行积分,得到斜齿轮泵瞬时流量按抛物线规律变化的结论;文献[11]虽然进行了分段处理,但对基准面转角处理不妥;文献[12]通过容积法得到的流量曲线在一个周期结束时出现不连续突变;而通过CFD软件Converge计算某一斜齿轮泵得到的质量流量曲线如图1所示,其连续且在单周期内按类正弦规律变化,文献[13]亦得到类似结论。

收稿日期:2015-12-12

基金项目:国家自然科学基金(51466008)

作者简介:张静(1971-),女,甘肃酒泉人,副教授,博士,研究方向为液压力元件。

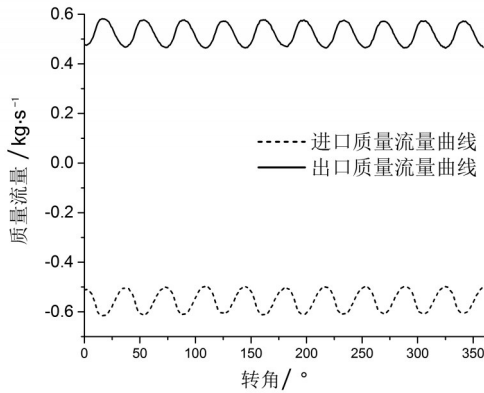


图1 CFD软件计算得到的质量流量曲线

针对上述有疑问的结论,拟基于迭加原理,借助MATLAB软件用更加直观的图象法来分析斜齿轮泵的瞬时流量及其流量脉动特性。

### 1 分析思路

一般而言,分析液压泵瞬时流量的方法为容积变化法、能量平衡法以及图解法,渐开线外啮合直齿轮泵的瞬时流量表达式为<sup>[3],[14-15]</sup>:

$$q_{V,sh} = b\omega(R_a^2 - R_w^2 - R_b^2\phi^2) \quad (1)$$

式中  $b$ ——齿宽;

$\omega$ ——齿轮旋转角速度;

$R_a, R_w, R_b$ ——直齿轮齿顶圆半径、节圆半径以及基圆半径;

$\phi$ ——齿轮转角。

由式(1)可知,直齿轮泵的瞬时流量随齿轮转动在单周期内按抛物线规律变化。

以斜齿轮泵一个端面为基准面,则距端面  $x$  处、厚度为  $dx$  的无限薄直齿轮泵的瞬时流量可以表示为:

$$q_{V,x0} = \omega (R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta \pm \frac{x \tan\beta}{R})^2) dx \quad (2)$$

式中  $\theta$ ——同一轮齿在基准面啮合点所对应的转角(设轮齿在基准面开始进入啮合对应转角为零);

$\beta$ ——斜齿轮的螺旋角;

$R$ ——齿轮的分度圆直径。

式(2)中正负号与所建立的参考系有关,如图2、图3正、负号分别对应的瞬时排量示意图所示。

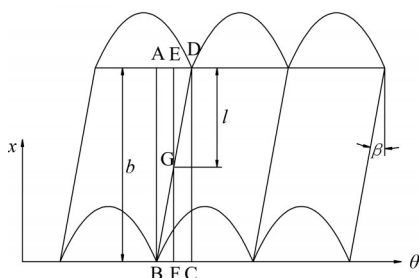


图2 负号参考系

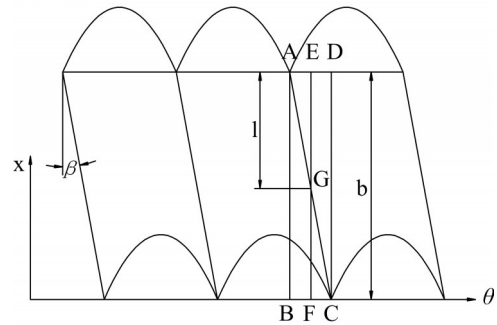


图3 正号参考系

其中负号表示轮齿另一端滞后基准面进入啮合,反之表示基准面滞后轮齿另一端面进入啮合,正负号的选取将影响积分区间,但不会影响积分结果。以图2为准进行分析,则有:

$$q_{V,x0} = \omega (R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta - \frac{x \tan\beta}{R})^2) dx \quad (3)$$

由图2可知,在 $[-\pi/Z, \pi/Z]$ 区间内( $Z$ 为齿数),若设基准面波形位于第 $n$ 个周期,则在齿宽为 $b$ 处将存在第 $n$ 个和第 $n-1$ 个周期,即应分成两个区间 $[-\pi/Z, -\pi/Z + b \tan\beta/R]$ 和 $[-\pi/Z + b \tan\beta/R, \pi/Z]$ ,分别沿两个周期的波形表达式沿齿宽分段积分(以图3为基准时,将存在第 $n$ 个和第 $n+1$ 个周期,积分区间变为 $[-\pi/Z, \pi/Z - b \tan\beta/R]$ 和 $[\pi/Z - b \tan\beta/R, \pi/Z]$ )。在 $\theta \in [-\pi/Z + b \tan\beta/R, \pi/Z]$ 时,为全齿宽啮合状态,在此区间的瞬时流量可对式(3)沿整个齿宽积分得到,即:

$$\begin{aligned} q_{V,sh} &= \int_0^b q_{V,x0} dx \\ &= \int_0^b \omega (R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta - \frac{x \tan\beta}{R})^2) dx \end{aligned} \quad (4)$$

$\theta \in [-\pi/Z, -\pi/Z + b \tan\beta/R]$ ,为非全齿宽啮合状态,无限薄直齿轮泵的瞬时流量沿齿宽方向存在两个周期,即需要沿齿宽方向分段对两个周期积分最后求和得到斜齿轮泵瞬时流量。一般处理方法是在此区间内任取一垂直于端面的直线EF交AC与G,如图1所示,令 $EG=l$ ,则 $FG=b-l$ <sup>[11]</sup>,此时将基准面无限薄直齿轮泵对应的转角 $\theta$ 转化成 $l$ 的函数,即:

$$\theta = \theta(l) = -\frac{\pi}{Z} + \frac{(b-l)\tan\beta}{R} \quad (5)$$

$l=b$ 时, $\theta=-\pi/Z$ , $l=0$ 时, $\theta=\pi/Z + b \tan\beta/R$ 。在对第二段进行积分时,其基准面变换到 $x=b-l$ 处,又因处于另一周期,需要进行周期变换,此基准面相应于端面基准面的转角 $\theta_1$ 可表示为:

$$\theta_1 = \theta - \frac{(b-l)\tan\beta}{R} + \frac{2\pi}{Z} = \frac{\pi}{Z} \quad (6)$$

可得到斜齿轮泵在此区间的瞬时流量为:

$$q_{v,sh} = \int_0^{b-l} \omega(R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta - \frac{x \tan\beta}{R})^2) dx \quad (7)$$

$$+ \int_0^l \omega(R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta_1 - \frac{x \tan\beta}{R})^2) dx$$

式(2)中取正号时要对 $\theta$ 和 $\theta_1$ 重新进行调整,而文献[11]中以 $\theta=\theta_1$ 处理。

考虑到积分的困难、繁琐,以及对现有文献中出现的不妥,产生有疑问的结论。从数学的角度而言,积分的本质即为迭加,因此本文拟基于迭加原理,借助MATLAB软件用更直观的图象法分析斜齿轮泵的瞬时流量及其流量脉动特性。

## 2 斜齿轮泵瞬时流量分析

仍以图2为参考准则,沿齿宽将其等分为 $n$ 等分,每一份齿宽为 $b/n$ ,当 $n$ 为无穷大的时候,得到结果应与积分等价。可知第 $i$ 个无限薄直齿轮泵相对基准面直齿轮泵滞后 $ib/n \cdot \tan\beta/R$ ,其瞬时流量可表示为:

$$q_{v,i} = \omega(R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta - \frac{ib \tan\beta}{nR})^2) \frac{b}{n} \quad (8)$$

$i$ 取从0到 $n-1$ 。若令基准面直齿轮泵周期位于 $[-\pi/Z, \pi/Z]$ 区间,则第 $i$ 个无限薄直齿轮泵从进入啮合到退出啮合所对应的区间为 $[-\pi/Z - i \cdot b/n \cdot \tan\beta/R, \pi/Z - i \cdot b/n \cdot \tan\beta/R]$ ,由此,斜齿轮泵对应的瞬时流量可表示为:

$$q_{v,sh} = \sum_{i=0}^{n-1} q_{v,i} \quad (9)$$

$$= \sum_{i=0}^{n-1} \omega(R_a^2 - R_w^2 - R_b^2(\theta - \frac{ib \tan\beta}{nR})^2) \frac{b}{n}$$

在 $[0, 2\pi]$ 范围,借助MATLAB软件对式(9)编程进行计算,同时约定基准面直齿轮泵开始进入啮合对应零转角。式(9)中齿轮各参数参考文献[11],即 $D_a=4.8224\text{cm}$ ,  $D_w=D=4.3151\text{cm}$ ,  $D_b=3.9641\text{cm}$ ,  $b=2.7\text{cm}$ , 转速为 $2000\text{r/min}$ 。由斜齿轮泵不串油条件 $2\pi/Z \geq b \tan\beta/R$ <sup>[11]</sup>,可得临界螺旋角 $\beta=15.5857^\circ$ 。图4为 $n=10$ 时迭加计算得到的 $6^\circ$ 螺旋角斜齿轮泵转过半周所对应的的瞬时流量曲线及其局部放大图。由局部放大图可知,沿齿宽方向,各无限薄直齿轮泵瞬时流量曲线依次滞后前一级 $b \tan\beta/R(n-1)$ ,且在单周期内按抛物线规律变化,满足斜齿轮泵特性可由依次错开的无限薄齿泵迭加的前提,当 $n$ 为无穷大时,即与积分结果等价。

图5为齿宽 $27\text{mm}$ 时,以 $2^\circ$ 为步长绘制的不同螺旋角下的瞬时流量曲线,图5为临界螺旋角 $15.5857^\circ$ 时所对应的曲线;图6是螺旋角为 $15.5857^\circ$ 时,以 $4\text{mm}$ 为步长绘制的不同齿宽下的瞬时流量曲线。由图5、图7可知,在保证斜齿轮泵不串油的情况下,斜齿轮泵瞬时流量曲线在不同螺旋角和不同齿宽下呈现不同的变化规律。以图5为例,在齿宽一定时, $0^\circ$ 螺旋角即为直齿轮

泵时流量曲线在单周期内按照抛物线规律变化,随着螺旋角增大,两个周期过渡处不断变化,呈现不同的变化规律,当螺旋角增大到临界螺旋角时,又变成按抛物线规律变化;螺旋角一定,齿宽的变化也会导致类似的变化规律。同时由图6可以看出,在临界螺旋角和临界齿宽处,斜齿轮泵的流量脉动变得非常小,因此在图5和图7中近似显示为一条直线。

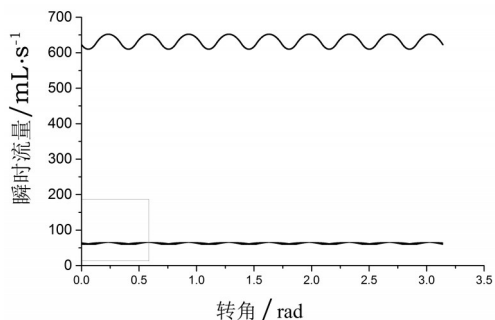


图4  $6^\circ$ 螺旋角时的流量曲线

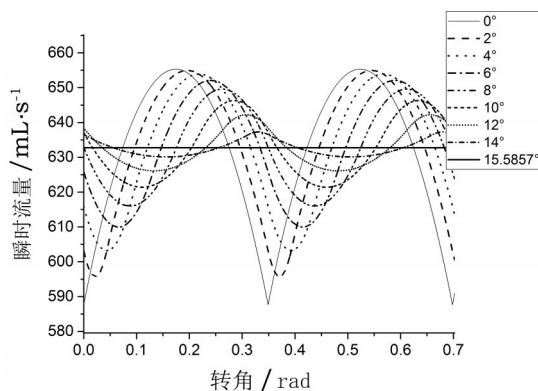


图5 不同螺旋角下的流量曲线

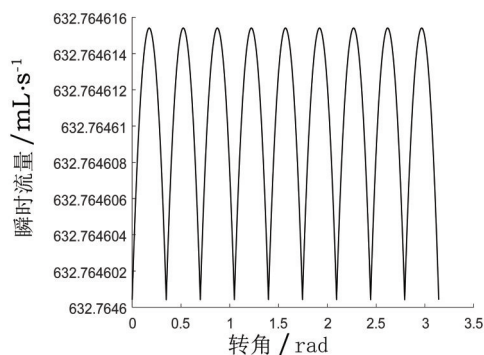


图6  $15.5857^\circ$ 螺旋角时的流量曲线

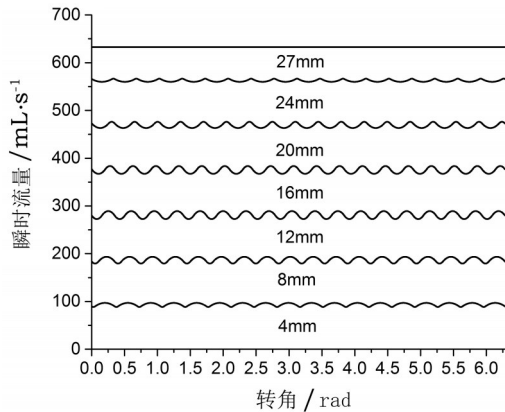


图7 不同齿宽下的流量曲线

### 3 斜齿轮泵流量脉动分析

齿轮泵瞬时流量脉动可以通过流量不均匀系数 $\delta_q$ 来评价<sup>[1]</sup>,其定义为:

$$\delta_q = \frac{q_{V,\max} - q_{V,\min}}{q_{V,\text{mean}}} \quad (10)$$

式中  $q_{V,\max}$ ——瞬时流量最大值;

$q_{V,\min}$ ——瞬时流量最小值;

$q_{V,\text{mean}}$ ——为平均流量即理论流量,借助 MATLAB 软件计算斜齿轮泵的流量不均匀系数及平均流量。

图8为齿宽一定时,通过改变螺旋角得到的流量不均匀系数曲线以及平均流量曲线。由图可见,在满足斜齿轮泵不串油的前提下,流量不均匀系数与螺旋角成线性反比关系,随着螺旋角的增大,流量不均匀系数逐渐减小,在临界螺旋角处基本为零。同时,由平均流量曲线可知,平均流量即理论流量在不同螺旋角下保持为常数,符合拟柱体概念<sup>[6]</sup>。

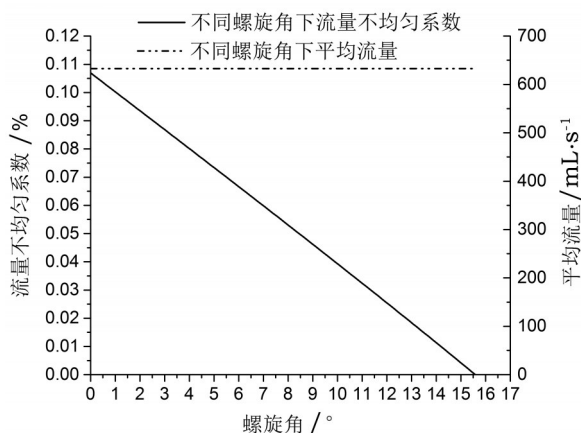


图8 不同螺旋角下流量不均匀系数

图9为螺旋角一定时,不同齿宽所对应的流量不均匀系数曲线与其平均流量曲线。由图可见,在满足斜齿轮泵不串油的前提下,流量不均匀系数与齿宽成线性反比关系,随着齿宽的增大,流量不均匀逐渐减小,在临界齿宽处基本为零。另外,由平均流量曲线可知,

平均流量与齿宽成线性正比关系。

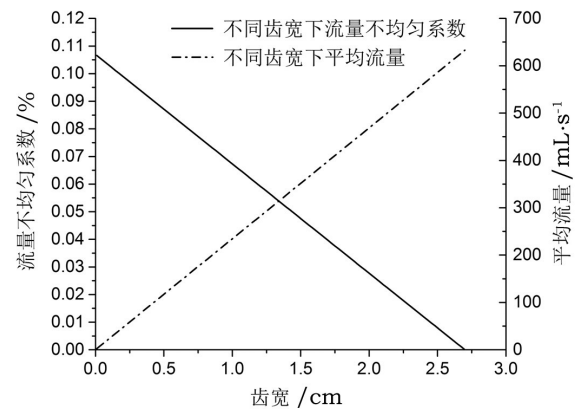


图9 不同齿宽下流量不均匀系数

### 4 结论

(1)在满足斜齿轮泵正常工作的前提下,斜齿轮泵的瞬时流量在不同螺旋角和不同齿宽下呈现不同的变化规律。

(2)在满足斜齿轮泵正常工作的条件下,齿宽一定,斜齿轮泵流量不均匀系数与螺旋角成线性反比关系;螺旋角一定,流量不均匀系数与齿宽成线性反比关系,且在临界齿宽和临界螺旋角处达到最小。

(3)在满足斜齿轮泵正常工作的条件下,合理地选取螺旋角和齿宽参数,能有效减小齿轮泵的流量脉动。

### 参考文献

- [1] 林建亚,何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社,1988.
- [2] 陈东海,陈晨. 齿轮泵流量脉动问题的研究现状[J]. 科技风, 2015,(6):103.
- [3] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京:机械工业出版社,2011: 25-27.
- [4] 柴彬堂,刘军. 齿轮泵的噪声与控制[J]. 通用机械,2009,(4): 80+82-83.
- [5] 邹洪峰,贾柱. 齿轮泵的流量脉动机理分析与设计[J]. 机械工程师,2010,(3):47-48.
- [6] 胡开文,徐金榜. 齿轮泵工作原理的探讨[J]. 农业机械学报, 2000,(2):67-70.
- [7] 陈英. 外啮合齿轮泵的间隙优化及振动和噪声的研究[D]. 长春:吉林大学,2004.
- [8] 殷金祥,周骥平. 斜齿齿轮泵齿轮的优化设计[J]. 机械设计与制造工程,2001,(4):7-8.
- [9] 赵亮,王东屏,任喜岩. 斜齿齿轮泵流量脉动特性分析[J]. 大连铁道学院学报,2001,(4):25-28.
- [10] 甘学辉,吴晓铃,侯东海. 液压齿轮泵的性能研究[J]. 机械设计与制造,2001,(3):69-70.
- [11] 杨国来,张晓丽,李文祺,等. 基于 MATLAB 的渐开线外啮合斜齿轮泵流量脉动特性的仿真[J]. 液压与气动,2015,(2):57-58,73.

# 乳化液介质电磁卸荷阀内气蚀现象的仿真研究

解浩<sup>1</sup>, 郑直<sup>1</sup>, 冀宏<sup>1</sup>, 韦文术<sup>2</sup>, 徐鹏<sup>2</sup>

(1.兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050;

2.北京天地玛珂电液控制系统有限公司, 北京 100013)

**摘要:**电磁卸荷阀是乳化液泵站压力控制和过载保护的关键元件,但在实际使用约1500h后,其主阀套四个出口之间的钢制内壁面几乎被气蚀蚀穿。该文运用AMESim和Fluent对乳化液泵站电磁卸荷阀内部的气化流动进行联合仿真,由AMESim仿真阀口开度随时间的变化规律;使用Fluent的Zwart空化模型,对阀套的气蚀破坏现象进行研究。研究表明电磁卸荷阀阀口开度越小,阀口后部低压区面积越大,空化越严重;空化流冲击阀套出口间的壁面,气泡迅速溃灭并对内壁材料造成气蚀破坏;主阀频繁开启使气蚀呈脉冲式,间歇性地犁沟阀套内壁,导致阀套出现裂隙。最后,提出了阀腔流域设计的改进办法。

**关键词:**乳化液;电磁卸荷阀;小阀口;脉冲式气蚀;空化流动

**中图分类号:**TH137 **文献标志码:**A **文章编号:**1008-0813(2016)06-0012-05

## Simulation of Cavitation Erosion in the Electromagnetic Unloading Valve with Emulsion

XIE Hao<sup>1</sup>, ZHENG Zhi<sup>1</sup>, JI Hong<sup>1</sup>, WEI Wen-shu<sup>2</sup>, XU Peng<sup>2</sup>

(1.College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ.of Tec., Lanzhou 730050, China;

2.Tian-Marco Electro-Hydraulic Control System Co., Ltd., Beijing 100013,China)

**Abstract:** The electromagnetic unloading valve was selected as the key parts for pressure control and overload protection in the emulsion pump station. However, the steel inner wall between the four outlet holes in the main valve sleeve have been severely cavitation eroded after working about 1500 hours. It has a large impact on the stability and reliability of pumping station work. In this paper, numerical investigation of the cavitating flow in electromagnetic unloading valve is carried out by using AMESim and Fluent software. The time-dependence of valve opening and the pressure change in working condition are obtained by AMESim, the cavitation erosion of valve sleeve is studied by Kunz cavitation model. The study shows that the decrease of opening of the valve can result in the augment of the low-pressure area and the cavitation degree; the cavitating flow is blocked by the inner walls between the outlet holes, the flow impact pressure lead to bubbles collapse and cavitation erosion; the frequently open of main valve cause impulse cavitation erosion and erode inner walls intermittently, finally, the valve sleeve cracked. At last, an improved design of valve chamber has been proposed.

**Key words:** emulsion; electromagnetic unloading valve; small valve opening; impulse cavitation erosion; cavitating flow

## 0 引言

乳化液泵站中电磁卸荷阀作为压力控制和过载保护的关键元件,其性能好坏直接影响液压支架的正常工作<sup>[1]</sup>。乳化液中水含量高,水的汽化压力比矿物质液压力高,极易产生气泡,诱发气蚀。气蚀不仅会剥蚀元

件或管道壁面,还会引起振动和噪声,严重影响井下的安全生产<sup>[2-3]</sup>。实际中出现了如图2c所示被气蚀击穿的阀套实例。

近年来国内外很多学者针对空化气蚀问题展开研究。Washio S<sup>[4]</sup>等利用高速摄像机观察液流锥阀阀腔中气泡的生成及溃灭过程。Jazi A M<sup>[5]</sup>等利用声学分析检测截止阀中的气穴现象。冀宏<sup>[6]</sup>等采用数值仿真和流动显示试验,从气穴初生和气穴诱发噪声两方面加以控制,获得了良好的降噪效果。张宏<sup>[7]</sup>等对高水基平面

收稿日期:2016-01-12

基金项目:国家自然科学基金(51465033)

作者简介:解浩(1991-),女,甘肃白银人,硕士,主要从事流体传动与控制技术的科研工作。

[12] Kuo Jao Huang, Wun Chuan Lian. Kinematic Flowrate Characteristics of External Spur Gear Pumps Using an Exact Closed Solution [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(6), 1121-1131.

[13] Aaron S. Heisler, John J. Moskwa and Frank J. Fronczak. Simulated Helical Gear Pump Analysis Using a New CFD Approach [R]. Vail: ASME 2009 Fluids Engineering Division

Summer Meeting, 2009.

[14] 喻开清. 齿轮泵流量脉动分析与优化设计[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.

[15] 孔繁余,何玉洋,郑德,等. 外啮合齿轮泵流量特性影响因素分析[J]. 排灌机械工程学报, 2014, (2): 108-112.

[16] 徐利治. 现代数学手册(经典数学卷) [M]. 武汉:华中科技大学出版社,1999:997-998.