

北京化工大学

硕士学位论文

钻井泥浆泵阀工作状态综合评价及多参数无冲击理论研究

姓名：黄聪

申请学位级别：硕士

专业：机械电子工程

指导教师：杨国安

20090602

钻井泥浆泵阀工作状态综合评价及多参数无冲击理论研究

摘要

以揭示泵阀的失效机理,提高泵阀的使用寿命为目的,从泵阀关闭引起的冲击疲劳磨损和阀隙流场中的冲蚀磨损两方面出发进行研究,对完善泵阀的设计和改善泵阀的失效提供了理论支撑:

(1) 构造出描述阀盘关闭阶段的简化模型,建立泵阀动力学模型,完善了对泵阀的运动特性的描述;构造出泵阀冲击过程的有限元动力学模型,完整地分析了泵阀的冲击特性,提出一种有效减缓应力集中的结构改进方案;重点研究泵阀冲击时产生最大应力集中部位的受力特征及其影响程度,提出基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件。

(2) 分析、简化了阀隙流场,建立流场数学模型并通过CFD分析得到了阀隙流场的分布规律;设计出钻井泵阀实验模型,利用PIV技术对泵阀阀隙流场的分布进行实验研究,得到阀隙流场在不同锥角阀盘和不同阀盘升距时的流速分布和涡量分布,归纳出阀隙流场速度和涡量的分布特点;通过对各工况最大流速和平均流速的图表分析,得出阀隙流场流速与阀盘锥角、阀盘升距的总体规律;分别采用空心玻璃微珠和荧光粒子作为示踪粒子做了大量试验,特别是通过采用荧光粒子作为示踪粒子,解决了流场弧面边界折射反光和气泡反光影响,丰富了PIV实验手段,对弧面边界流场的PIV流场分析做出了有力的探索;结合摩擦学相关理论,进一步揭示了泵阀工作过程中由于冲蚀磨损和磨粒磨损而诱发泵阀失效的机理。

关键词：失效机理；泵阀冲击特性；无冲击条件；阀隙流场特性；PIV

The comprehensive evaluation of working state and research of multiparameter non-impact theory on drilling pump valve

ABSTRACT

In order to study the failure mechanism of a drilling pump valve and extend its service life, a research has been done on both the impact fatigue wear caused by the valve closure and the erosion wear in flow field of the valve play. (1)A simplified mathematical model describing the closing stage of valve disk is put forward, so the motion characteristic of valve disk is analyzed truly. A FEA dynamic model of impact process is presented based on the working condition of drilling pump valve, and the impact characteristic of the valve is analyzed. A modified structure is presented which can effectively alleviate the stress concentration and extend the service life. The mechanical characteristic and effect degree of the maximum stress concentration spot when the impact of pump valve happens are mainly studied, hence a non-impact working condition of drilling pump valve based on the effects of stress concentration is put forward. (2)The distributed rule of the flow velocity of the slurry at a certain moment is shown with the CFD simulation; with the designed experimental model, PIV technology is employed to measure the flow field distribution of the valve play in the model, and maps of velocity and vorticity of different valve angles and different disc height is obtained, from

which the distribution features of flow fields can be concluded, and a general rule of the flow velocity variation with valve angles and disc height is summarized through chart analysis of maximum velocities and mean velocities. Plenty of experiments are conducted respectively with hollow glass beads and fluorescent particles, and especially influence of the optical reflection at the boundary of the channel is weakened significantly by using fluorescent particles, which enriches and completes this PIV experiment. Furthermore, combining tribological theories, an analysis is made on the failure mechanism that erosion and abrasion in the working valve play may induce the valve failure. With all theses studies, completing of valve design and extending of service life can finally be theoretically supported.

KEY WORDS: failure mechanism; the impact characteristic of pump valve; non-impact working condition; The flow field characteristic of valve play; PIV

符号说明

论文第二章钻井泵阀的动力学模型中符号较多, 本说明中的符号主要出自该数学模型。其他章节符号较少, 为便于阅读, 在文中出现处说明。

p_1	作用在阀盘下的液体压力, pa
p_2	作用在阀盘上的液体压力, pa
Δp	$\Delta p = p_1 - p_2$, pa
$v_{\text{盘}}$	阀盘运动速度, $m \cdot s^{-1}$
$v_{\text{座}}$	阀座孔内液流速度, $m \cdot s^{-1}$
$d_{\text{盘}}$	锥阀阀盘中位线直径, m
$d_{\text{座}}$	阀座孔直径, m
ϕ	阀盘受力的系数, 通常取 1
$A_{\text{阀}}$	阀盘截面积, m^2
m	阀盘质量, kg
R_0	弹簧预紧力, N
c	弹簧刚度系数, $N \cdot m^{-1}$
G	阀盘在工作液中的重量, $G = G_0(1 - \gamma \cdot \gamma_0^{-1})$, G_0 为阀盘重量, γ 为液体重度, γ_0 为阀盘重度, N
h	阀盘升距, m
h'	阀的运动速度, $m \cdot s^{-1}$
h''	阀的运动加速度, $m \cdot s^{-2}$
Q_g	缸内的排液量, $m^3 \cdot s^{-1}$
Q_x	阀隙内的排液量, $m^3 \cdot s^{-1}$
A	活塞的工作面积, m^2
φ	曲柄转角, 度
r	曲柄半径, m
l	连杆长, m
λ	$\lambda = r \cdot l^1$, 曲柄连杆比
ω	曲柄角速度, $rad \cdot s^{-1}$
ε	$\varepsilon = \pm 1$, ε 的取值与 Δp 密切相关, 其中, $\Delta p > 0$ 时, $\varepsilon = +1$; $\Delta p < 0$ 时, $\varepsilon = -1$
P'_s	弹簧力, N
ξ	$\xi = 1 \cdot \mu^{-2}$, 其中 μ 为阀的流量系数
ρ	工作液的密度, $kg \cdot m^{-3}$
α	锥状阀盘的锥角 (锥角为锥阀母线与轴线之间的夹角), 度

$l_{\text{阀}}$	阀隙周边长, m
f	$f = \sin \varphi \pm 0.5\lambda \sin 2\varphi$, 度。其中在右端第二项前的符号这样取定, 当活塞由左死点(设曲柄转角 $\varphi = 0$)向曲柄端(设曲柄端在泵右侧)运动时, 取正号, 当活塞由右死点(此时对应的曲柄仍应从 $\varphi = 0$ 取起)向缸盖端运动时, 取负号。
$T_{\text{滞}}$	阀盘在滞后高度处所受的弹簧压力, N
$\Delta P_{\text{滞}}$	阀盘在滞后高度处所受泵压, pa
$h_{\text{滞}}$	滞后高度, m

北京化工大学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者签名: 李晓 日期: 2009.6.2

关于论文使用授权的说明

学位论文作者完全了解北京化工大学有关保留和使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属北京化工大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以允许采用影印、缩印或其它复制手段保存、汇编学位论文。

保密论文注释：本学位论文属于保密范围，在2年解密后适用本授权书。非保密论文注释：本学位论文不属于保密范围，适用本授权书。

作者签名: 李晓 日期: 2009.6.2
导师签名: 孙丽华 日期: 2009.6.2

第一章 绪论

1.1 泵阀研究的必要性

近年来,随着勘探、钻井地区的转移,超深油气井的出现、增多,水力喷射式钻井工艺的应用和固井压裂工艺的日益强化,生产实际对钻井泥浆泵提出了越来越高的要求。要求泵有大功率、高压力和大排量。并且随着钻井地区的变化,特别是海洋、沙漠、偏远地区的钻井,需要钻井泥浆泵体积小、重量轻、使用可靠、易损件的寿命更长^[1,2]。

在对钻井泥浆泵的研究中,易损件的研究一直是作为一个主要的研究内容。因为一方面降低易损件的损耗可以节约大量的资金;另一方面减少更换易损件的频率可以节约钻井时间。这都将大大降低钻进成本,提高钻井实效,为国家和石油工业节约大笔资金。

由于钻井泵阀受到一个复杂力系的作用(该力包括重力、弹簧力、流体的压力、流体的冲蚀力、阀体与阀座间的机械作用力、导杆与导套间的机械摩擦阻力及液体的摩擦阻力等),在磨砺性的高压泥浆中作往复直线运动,因而使得泵阀的理论研究和试验工作都存在许多困难。国外早在60年代初,就开始了这方面的研究工作,并从新材料入手提高了泵阀的寿命;我国自70年代以来也做了大量的研究工作,尤其是在泵阀运动规律方面的试验研究取得了一定进展。但是,与国外产品相比,目前我国国产泵阀的使用寿命还比较低(平均在100小时左右)。因此,研究泵阀的工作状态、改善泵阀的工作性能、提高其使用寿命,是十分必要的^[3-5]。

1.2 泵阀研究的国内外现状

由于泵阀为易损件,使用过程中更换频繁,现场使用条件及判断泵阀失效的方法等存在较大的差异,目前还很难用一个统一的标准来精确评价泵阀的工作状态^[6]。

1. 泵阀失效机理研究的状况

总的来说对泵阀失效机理的研究还不够深入,有很多的争论。但应指出的是摩擦学的应用在泵阀失效机理的研究中发挥了重要作用,使人们对泵阀磨损失效的原因和机理有了更深入的认识。从已有资料来看对泵阀磨损失效机理的认识主要集中在以下几个方面^[7]:

(1) 磨粒磨损

在工作时,泵阀的工作锥面上不可避免的要存留一些泥浆颗粒,阀盘与阀座接触时,这些颗粒便成为使两工作锥面产生磨粒磨损的第三相,当三者之间出现相对滑动时,带有棱角的硬磨粒在锥面上产生微切削作用,形成磨粒磨损。

(2) 冲击疲劳磨损

密封圈上部经常出现块状剥落，一般密封圈的密封面长度高于阀座，这样，阀工作时，便会在参与密封和未参与密封间出现台阶；随着阀的磨损，阀体便会下降，使得台阶落在阀座上，由于台阶的存在，在交界处产生了应力集中，即出现了裂纹源，此外，由于固体颗粒被经常性的压入密封圈内，这也是产生裂纹的另一根源。裂纹方向沿周向，这样，在接触交变应力的作用下裂纹便进一步扩展，直至产生剥落。阀座锥面上的麻点、凹坑和片状剥落，也是由于磨粒在锥面上产生变形，在重复应力下，工作锥面局部便产生疲劳破坏。

(3) 冲蚀磨损

冲蚀磨损是由于液流及其中的颗粒冲击而引起的材料损失，对于高速液滴的冲击而言，它属于变形疲劳磨损。

(4) 气蚀与疲劳磨损

在密封圈的下部出现穴窝状剥落，主要是由于气蚀和疲劳磨损的联合作用所致。

现有研究表明，磨料磨损不是引起整个泵阀系统失效的主要原因，但却是密封圈上部边缘块状材料剥落的根本原因；疲劳磨损机理是泵阀失效的主要机理，泵阀关闭引起的冲击疲劳磨损和阀隙流场中的冲蚀磨损是导致泵阀失效的主要原因。

以上的分析只是对泵阀失效的定性推断，没有定量的分析和理论的推导以及实验的验证。因此，研究泵阀的运动规律以及泵阀与工作液体的相互作用机制，是揭示泵阀失效机理，改善泵阀工作状态，指导泵阀的设计，提高泵阀使用寿命的关键。

2. 泵阀无冲击理论的研究

泵阀无冲击理论是泵阀研究理论中的重要内容。确定临界冲次的现有理论是在保证泵阀正常工作条件下，提出钻井泵无冲击工作条件，并以此来确定临界冲次。由于对阀的无冲击描述有不同的指标，因而就产生了不同的无冲击理论^[4]。

别尔格条件 (H.Berg) 是以下式作为无冲击条件的： $H \geq L \geq \lambda Q_v n$ ，其中， H 为当活塞处于死点位置时的阀载； L 为阀隙周边长； λ 为阀的结构特性系数； Q_v 为阀的每秒流量； n 为冲次。由于它是在特定试验数据上得出的结论，只适用于个别情况，缺乏普遍性。而库可列夫斯基 (И.И. Куклевский) 条件是以阀关闭的许用速度作为阀的无冲击工作条件的，他认为阀的冲击是由于阀下落在阀座上速度过大造成的，因此无冲击工作条件为： $nH_{max} \leq 800$ ，其中， H_{max} 为阀的最大升高。这个理论的关键在于允许值 800 的确定。现有泵阀的允许值早已超过 800 了。而马特耶夫 (И.В. Матвеев) 条件，恰尔内 (И.А. Нарный) — 查依夫 (В.И. Зайцев) 条件是以液体不通过阀隙倒流为无冲击工作条件的。德国的 U.Adolph 提出最高允许冲击次数应由阀关闭瞬间阀盘和阀座密封面上的接触应力来确定，即 $\sigma_{max} \leq \sigma_{cr}$ 。但允许应力的确定也是一个复杂的且有争议的问题。从现有资料看，原苏联对泵阀无冲击理论的研究比较多，美国在泵阀设计专利方面较多，理论较少，苏联解体后，有关泵阀无冲击的理论研究已基本处于

停滞状态，自德国的 U.Adolph 提出以接触应力作为判据后，目前尚未有更接近实际的理论出现。总的来说，关于无冲击工作条件的争论还很多，其分歧在于：无冲击工作条件到底由哪些参数确定？对此现在还没有哪一个方法与实际相符。

3. 泵阀阀隙流场及相关领域研究的状况^[8]

从查阅的资料来看，除笔者导师原所在团队从事过这方面的初探，目前还没有直接关于钻井泵阀阀隙流场研究方面的文献。对泵阀的大部分研究工作是直接针对泵阀本身进行的，而对直接与泵阀作用的钻井液的情况研究较少。

已有研究表明，很多泵阀失效是由冲蚀磨损引起的。现在由于缺乏对阀隙流场的了解，使这方面的研究工作难以深入下去。如果对泵阀阀隙流场进行分析，搞清楚流场分布，必将对泵阀运动规律的研究提供有力支持；笔者导师原所在团队在 90 年代初期曾进行过这方面的探讨，由于受资金的限制，这方面的研究还很不深入，没能进行流场的边界分析。因为通过对边界的分析，可以为运用摩擦学理论解决泵阀失效方面的问题提供依据。同时，由于泵阀本身是作为边界出现的，而此边界又在流体作用下发生连续变化，这就给研究增加了很大的难度。泵阀的失效和阀隙流场密切相关，阀隙流场的研究是泵阀失效深入研究的基础。由于阀隙流场是变截面、窄缝隙流场，泥浆是非稳定流动的非牛顿流体，所以对阀隙流场的研究涉及多方面的知识，所以要研究的问题较多，具有相当的难度，这是一个非常具有理论价值和实践意义的课题。目前这方面的研究工作尚未得到有效地开展。

综上所述，在理论工作方面，我国对钻井泵泵阀进行系统的理论研究做的还很不够。目前在实际应用中还主要是沿袭国外的理论和算法。这些理论有的脱离实际，具有很大的局限性；有的甚至还有自相矛盾的地方。由于单一参数的无冲击理论不能很好地反映泵阀的工作状态，建立多参数下的无冲击理论已迫在眉睫。如何提高泵阀的密封效能和使用寿命还缺乏理论依据也未提出行之有效的解决方法。在试验工作方面，目前也仍需对泵阀的失效进行大量试验研究。因此，研究泵阀是一件极有意义而迫切的工作。

1.3 提高泵阀寿命的措施

过大的冲击造成的重要结果就是会使接触应力超过了材料允许应力的极限，从而表面材料出现了屈服，并且增加了密封圈的负担，而且对于输送含耐磨石英颗粒的泥浆场合，这些颗粒的夹杂会使冲击出现更大的麻烦。同时注意到冲击大表面硬化作用也会增强，然而实际的韧性是下降的，会使阀的材料损失更多。因此提高材料的抗冲击能力成了一个至关重要的问题，就此提出下列建议有待共同探讨：

（1）控制操作参数，从现有研究成果来看，泵阀硬度相对输送的颗粒硬度越大对盘阀寿命的显著提高有一定作用的，阀体材料硬度常超出颗粒硬度 50%，达到

600HV30。降低阀关闭速度、减小所输送液体的固体颗粒浓度是有效的方法，在往复泵能保障生产要求的条件下，应尽量降低阀的关闭速度，减小浓度，当然这一点是显而易见的^[7]；

(2) 选用较大的阀角在减小冲击的角度上来说是有利的，这样耐磨颗粒所产生的冲击载荷在水平方向上的分力就减小了，划切作用少了，阀材料损失自然就减少了。从实际试验来看，60°的阀角是优于45°阀角的^[7]；

(3) 尽管单纯从提高表面度可能不能从根本上解决问题，因为材料性能的提高是有限度的，也没必要不顾及成本和其它问题，如阀的寿命与其每个部件有关系，过分偏重于一方面是得不偿失的。但也不能忽略提高表面度的作用，在尽量保证冲击韧性的条件下，通过热处理工艺来增加泵阀的主体和表面硬度，可以提高泵阀的许用应力。泵阀零件在机械加工过后，在气体马弗炉中进行热处理。易受损表面通过表面涂陶瓷层和用干燥氮气流过其表面的氮化处理，使表面脱碳作用减小到最小程度。并将这些部件加热到850℃保温30分钟，然后再在油中进行冷淬处理，接着使阀在100℃到450℃之间保温1小时，这样会大大提高硬度性能^[9]。或者选择材料也是一种途径，一些低碳合金钢的硬度是很大的，同时耐冲蚀作用也较强，如常见的40cr；

(4) 由基于弹性冲击理论的阿道尔夫无冲击条件式(4-6)可知，阀允许的冲击速度与接触面积成正比，同阀盘质量的二分之一次方成反比。所以减小阀盘质量、增加接触面积是个可行的方法；

(5) 增加弹簧刚度，减小滞后现象，避免因液体倒流而形成的反向液压，导致增大阀的冲击；

(6) 设计新型阀结构，在减小冲击应力的同时改善接触面的流动状态，让接触面少受到颗粒冲击。

提高材料的抗冲击能力成了一个至关重要的问题，因为冲击问题的解决了，密封圈负担减小，更重要的是金属磨损减少了，可以减轻流体对密封圈的冲蚀作用。除了减少冲击，就密封圈方面提出以下两点建议：

(1) 选择耐磨耐冲蚀的材料，试验和实际证明聚氨酯橡胶(UR)的抗磨性好于聚四氟乙烯(PTFE)、氟塑料合金(F50-1)和丁腈橡胶(NBR)^[9]；

(2) 设计新结构以优化密封圈接触表面的流场，就是说在保证密封圈密封的同时，减轻流体对密封圈的冲蚀作用。

以上建议措施中，材料选择方面的研究取得的成果较为丰富，已得到了很多实验的验证；现阶段，提高泵阀寿命措施侧重于结构设计，减小冲击应力和阀隙流体切向冲刷力。但减小冲击疲劳磨损和冲蚀磨损的研究不能仅从简单的求解公式着手，应该建立合理完善的动力学模型，综合考虑多种因素，采取有效的仿真计算方法，用丰富的实验数据验证。本论文旨在达到以上目的，为完善泵阀的设计和改善泵阀的失效提供有效支撑。

1.4 本论文任务

以揭示泵阀的失效机理, 提高泵阀的使用寿命为目的, 从泵阀关闭引起的冲击疲劳磨损和阀隙流场中的冲蚀磨损两方面出发进行研究。

1. 第二章至第四章主要研究泵阀冲击疲劳产生的相关机理, 各章研究内容如下:

(1) 第二章: 建立钻井泵阀动力学模型, 研究泵阀的运动特性。完善对泵阀运动特性的描述, 并探讨泵阀阀盘锥角的改变对其运动特性的影响关系(锥角为锥阀母线与轴线之间的夹角), 为深入研究泵阀的运动特性及其冲击破坏机理提供有效的方法和理论依据。

(2) 第三章: 根据钻井泵阀的实际工况, 构造泵阀冲击过程的有限元动力学模型, 分析泵阀的冲击特性。研究泵阀关闭时阀盘与阀座间的相互作用机制, 得到阀盘与阀座的应力分布规律, 探讨阀盘锥角变化对最大应力的影响, 提出一种有效减缓应力集中的结构改进方案, 为丰富钻井泵阀无冲击力理论提供重要支撑。

(3) 第四章: 研究泵阀冲击时产生最大应力集中部位的受力特征及其影响程度, 提出基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件。该条件考虑应力集中在交变应力作用下对加速泵阀失效所带来的危害性, 对指导泵阀的设计, 延长泵阀的使用寿命有一定的指导意义。

2. 第五至第七章主要研究泵阀阀隙流场中的冲蚀磨损产生的相关机理, 各章研究内容如下:

(1) 第五章: 引用场的概念来描述阀隙间泥浆的流动状态和特性, 总结分析非牛顿流体的性质及研究方法; 对泵阀阀隙流场进行简化和必要的假设, 应用非牛顿流体、非稳定流理论, 建立钻井泵阀隙流场的数学模型。

(2) 第六章: 采用计算流体力学(CFD)方法, 利用 FLUENT 软件对钻井泵阀隙流场进行仿真分析, 得到更符合实际的阀隙流场分布规律, 为进一步研究泵阀的阀隙流场和冲蚀磨损打下坚实基础。

(3) 第七章: 设计出钻井泵阀实验模型, 利用 PIV 技术对钻井泵阀隙流场的分布进行模型实验测量, 得到阀隙流场速度和涡量的分布特点, 对 CFD 仿真研究进行了验证并加以完善。在此基础上结合泵阀失效机理, 分析钻井泵阀工作过程中由于冲蚀磨损和磨粒磨损而诱发泵阀失效的可能性。利用荧光粒子作为示踪粒子进一步完善实验, 解决了流场弧面边界折射反光和气泡反光影响, 丰富 PIV 实验手段, 对弧面边界流场的 PIV 流场分析做出有力的探索。

第二章 钻井泵阀动力学模型的建立

2.1 前言

泵阀性能参数和结构参数之间的定量关系是泵阀设计的理论基础，往复式活塞（柱塞）泵泵阀是钻井泵中极为重要的部件，为获得阀盘的运动规律，一般认为：对于低速往复泵，可以应用阀盘运动的近似理论；对于高速往复泵，近似理论误差太大，应当采用阀盘运动的精确微分方程式求解^[10]。德国的阿道尔夫（U.Adolph）于 1968 年提出了泵阀的精确运动微分方程近似计算方法，至今仍有权威性。

但阿道尔夫精确微分方程模型存在严重缺陷，该模型在泵阀的开启和关闭阶段存在奇点^[10]，不能描述泵阀的开启和关闭过程。而泵阀的关闭阶段恰恰是泵阀冲击特性的研究重点，是无冲击理论研究的基础，所以必须构造出合理的泵阀关闭阶段的数学模型，以建立完善的钻井泵阀动力学模型。

本章在吸取阿道尔夫精确微分方程模型精华思想的基础上，构造泵阀关闭阶段的简化模型，两者结合构成完善的钻井泵阀动力学模型。采用迭代计算法，利用 MATLAB 软件求解该模型，研究泵阀的动力学特性，并探讨泵阀阀盘锥角的改变对其运动特性的影响关系，为后续研究打下坚实的理论基础。

2.2 钻井泵阀的结构

目前，石油矿场用往复泵泵阀绝大多数为盘状阀（简称盘阀），即液体仅沿阀盘的外边缘流动。

盘阀根据阀盘和阀座接触面（工作面）的配合形式，又分为两种。一种是以平面接触，称为平板阀，一种是以锥面接触，称为锥阀。平板阀虽然过流断面积较大，但液体流经阀的转角大而导致通过阀的水力阻力损失较大，阀盘下落速度小，因而其滞后现象严重。所以，实际生产中锥阀被绝大多数场合所采用。为了制造与维修方便，吸入阀和排出阀结构往往是相同的。

盘阀的结构型式也是较多的，主要有：阀密封圈的形状及安装型式（安装在阀盘上或阀座上）；阀的导向结构型式（杆式导向或翼式导向）；阀座与阀箱的配合型式（锥阀座或直阀座）。

密封圈安装在阀盘上的阀，是目前大多数往复泵所采用的结构型式。如图 2-1 所示。它是具有翼形下导向杆 9 的锥阀结构，套筒 6 固定阀盘 3 的位置同时起到一定的导向作用（使阀盘平稳地上下运动），密封圈 4 通过阀螺母 7 固定在阀盘上，8 是一个 O 型圈密封结构。

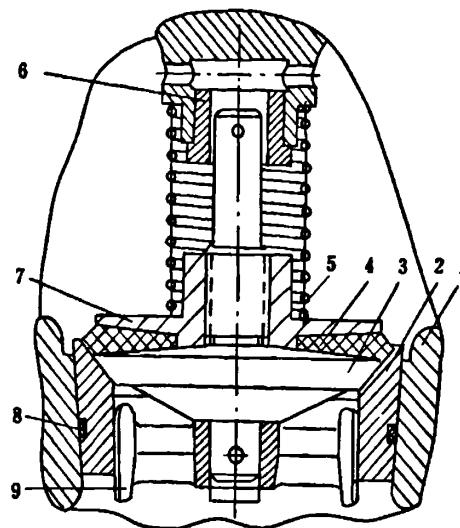


图 2-1 泵阀结构

1—液缸; 2—阀座; 3—阀盘; 4、8—密封圈;
5—弹簧; 6—套筒; 7—阀螺母; 9—导向杆

Fig.2-1 Structure of pump valve

1—fluid cylinder; 2—valve seat; 3—valve disk; 4、8—seal ring;
5—spring; 6—sleeve; 7—nut; 9—guide bar

在以上的结构中，密封是这样实现的：靠阀盘、密封圈与金属面的接触来实现的。密封圈在密封的同时也起到了缓冲的作用。密封圈工作锥面的锥度一般均与阀盘的金属锥度相同，而且前者一般突出于阀盘锥面以外。这样当阀下落时，密封圈首先与阀座接触，对紧接着阀盘与阀座之间产生的刚性冲击起到了缓冲的作用。同时密封圈首先与阀座接触开始起到密封作用，会在阀盘与阀座金属面尚未接触前便在金属面之间形成“液垫”，也能减小阀最后关闭时的冲击。但这一点也是有弊端的，增加水力损失，阀隙流动状态（流场）复杂性变大，出现更多难知的破坏原因，增加了固体颗粒被夹接触面的可能性，同时密封性能下降密封圈易被高压液体刺坏。弹簧起到及时关闭泵阀的作用，弹性系数小，阻力小，但不能迅速关闭滞后现象严重，容积效率降低，甚至会出现反向压力差，使阀盘加速撞击阀座；若弹性系数大，可以有效缓解滞后，但阀升程较小，水力损失较大。

2.3 阿道尔夫精确微分方程简介及其不足

现有研究中，很多有关阀的升高和速度等计算公式，实际上是在简化研究的基础上得到的。例如，把曲柄半径与连杆长度的比值 $\lambda = r/l$ 视为一无穷小值（即假定连杆

无限长), 故可将活塞速度 u 表达为 $r\omega \sin \omega t$; 忽略弹簧力的变化以及弹簧的质量; 并假定阀隙流速不变; 液缸是完全充满的, 从而在液流连续方程中不必考虑由于液体中含气而引起的液体可压缩性的影响; 特别是将阀认为是无质量的, 因而忽略了阀运动时的惯性力等等。而阀在实际工作过程中, 阀的质量所引起的惯性力(动载)的影响是较大的(特别是当泵冲次较高时), 不能忽略。而且泵缸也不是完全充满的, 例如由于泵吸入不良而使液体本身汽化或因吸入系统密封不严混入空气等等。此外, 排出阀和吸入阀在工作时是互为影响的, 尤其是在计算阀开启滞后值时必须考虑它。因而根据上述阀计算公式所得到的计算结果, 往往与实际结果之间有着较大的误差, 而且随着冲次的增加, 这种误差越来越大。

以吸入阀为例, 假设活塞在吸入阀右边, 在理想状态下, 吸入冲程开始时, 活塞从左开始向右运动, 抽吸液体, 在密闭的吸入阀阀箱内腔里形成真空。液体在大气压作用下, 克服吸入阀阀盘自重、导向装置的摩擦力及弹簧的弹力, 压缩弹簧, 阀盘离开阀座, 吸入阀打开; 在吸入冲程完成时, 吸入阀在自重及弹簧力的作用下, 回到阀座上, 吸入阀关闭。吸入阀工作原理如图 2-2 所示(图中泵阀为上升状态, 公式中所包含的各参数意义见符号说明)。

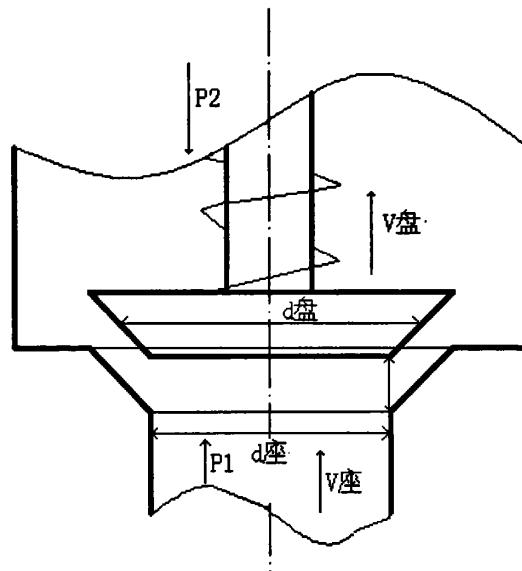


图 2-2 泵阀工作原理

Fig.2-2 Working principle of pump valve

为了精确计算(特别是对高冲次泵), 出现了阀运动规律的二阶非线性微分方程计算法。阿道尔夫方程精确微分方程考虑了泵阀运动惯性力和弹簧变形力的影响, 并忽略了阻力(液体摩擦力和机械阻力)的基础上, 给出的阀盘受力的平衡方程式:

$$\phi \Delta p A_{\text{阀}} = G + (R_0 + ch) + m \ddot{h} \quad (2-1)$$

当阀盘上升时, 缸内液体要补充由于阀盘运动让出的体积, 使得流经阀隙的液量小于缸内的排出液量; 当阀盘下降时, 要挤出一定体积的液体, 使得阀隙液量大于缸内排出液量。此现象称为 WESTPHAL 现象^[16]。引入曲柄连杆比为 λ 的液缸排液方程和考虑了 WESTPHAL 现象的连续性方程, 缸内的排液量和阀隙内的排液量分别表示为:

$$Q_g = Ar\omega(\sin \varphi + \frac{1}{2}\sin 2\varphi) \quad (2-2)$$

$$Q_x = Q_g \pm A_{\text{阀}}h' \quad (2-3)$$

由此得阿道尔夫精确微分方程:

$$T^2 h^2 h'' + h^3 + Ah^2 - \varepsilon Bf^2 + \varepsilon Cfh' - \varepsilon Dh'^2 = 0 \quad (2-4)$$

$$\text{上式中, } T^2 = \frac{m}{c}$$

$$A = \frac{G + P'_{\text{阀}}}{c}$$

$$B = \frac{\phi \xi \rho A^2 A_{\text{阀}} r^2 \omega^2}{2cl_{\text{阀}}^2 \sin^2 \alpha}$$

$$C = \frac{\phi \xi \rho A A_{\text{阀}}^2 r \omega}{cl_{\text{阀}}^2 \sin^2 \alpha}$$

$$D = \frac{\phi \xi \rho A_{\text{阀}}^3}{2cl_{\text{阀}}^2 \sin^2 \alpha}$$

对于具有某一冲次(或曲柄角速度 ω)的泵来说, 若假定 ϕ 和 ξ 不变, 显见微分方程式中所引入的数值 T^2 , A , B , C 和 D 均为常数。

上述微分方程式 (2-4) 是不能封闭求解的。为此采用近似方法逼近求解。

阿道尔夫方程精确微分方程在现有描述泵阀运动规律的模型中是最据权威性的, 但仍存在严重不足。该模型在泵阀开启后至关闭前的阶段能较精确的描述其运动规律, 但在开启和关闭阶段存在奇点, 不能描述泵阀的开启和关闭过程。在开启阶段, 在迭代解法中的第一步中可以用假定法近似描述, 但在关闭阶段必须建立合理的数学模型, 完善泵阀的动力学方程。

2.4 泵阀关闭阶段的简化模型及钻井泵阀动力学模型的解法

2.4.1 泵阀关闭阶段的简化模型

泵阀关闭阶段的运动特性研究是其冲击破坏机理研究的前提条件, 所以建立该阶

段的动力学模型尤为重要。现有的描述泵阀关闭阶段运动特性的模型中，有的完全以阿道尔夫方程简化计算结果为依据，有的则完全摒弃阿道尔夫方程。本文在继承阿道尔夫方程相关理论的基础上，建立了泵阀关闭阶段的简化模型。

在阿道尔夫精确微分方程不适用的泵阀关闭阶段，即从活塞运动到右死点($\varphi=180^\circ$)至阀完全关闭时刻，认为在活塞运行到右死点后，泵阀在强大的压力(15 MPa左右)推动下快速下落，在如此短的滞后高度内(约6 mm)，相对于如此大的压力，参照阿道尔夫精确微分方程，水力摩阻和导轨摩阻完全可以忽略，则此阶段阀盘的受力平衡方程为

$$G + T_{\text{带}} + \Delta P_{\text{滞}} A_{\text{阀}} = m h'' \quad (2-5)$$

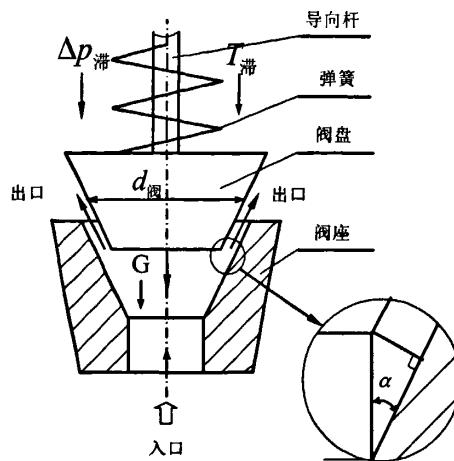


图 2-3 阀盘在滞后高度处的简化模型示意图

Fig.2-3 The simplified mode at lag height of pump valve

上式即为泵阀关闭阶段的简化模型。该模型中，在泵阀关闭阶段，认为阀盘在恒力的作用下匀加速快速下落，直至泵阀关闭。

阿道尔夫精确微分方程模型和泵阀关闭阶段的简化模型构成了钻井泵阀的动力学模型。通过精确微分方程模型得到泵阀的滞后高度以及在滞后高度处的速度，再通过关闭阶段的简化模型便可得到泵阀的关闭速度和加速度。

关闭阶段的简化模型中，在强大的水压作用下，在很短的距离内，省略了水力摩阻和导轨摩阻，认为阀盘受力不变。尽管会造成误差，但这样处理得到的关闭速度和加速度值大于实际值，可以作为保守计算结果。要减小理论计算的误差，有待更精确的实验测量修正。

2.4.2 钻井泵阀动力学模型的解法

阿道尔夫精确微分方程模型在阀的开启和关闭阶段不适用。在这里，在阀的开启阶段，在迭代法^[18]的第一步假定，第一个时间间隔 Δt 的中点处的速度 h_m' 就等于阀开启时的速度^[18,19]。而在阀的关闭阶段，即从活塞运动到右死点 ($\varphi=180^\circ$) 至阀完全关闭时刻，用上述简化模型求解。

用迭代法求解阿道尔夫精确微分方程。对于相当图 2-4 的某一曲线区间可将在 $n+1$ 处的阀升高 h 利用拉格朗日剩余项展开为泰勒级数，即：

$$h_{n+1} = h_n + \frac{\Delta t}{1!} h_n' + \frac{\Delta t^2}{2!} h_m'' \quad (2-6)$$

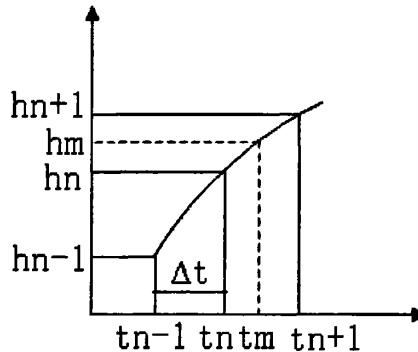


图 2-4 h 的泰勒级数展开式示意图

Fig.2-4 Taylor series expansion of h

式 (2-6) 中如选取足够小的时间区间 Δt ，无论 h 的或 t 的 m 位置均位于 n 和 $n+1$ 之间，则有：

$$h_m = \frac{h_{n+1} + h_n}{2} \quad (2-7)$$

$$h_m' = \frac{h_{n+1} - h_n}{\Delta t} \quad (2-8)$$

由 $h_n' = \frac{h_{n+1} - h_{n-1}}{2\Delta t}$

得

$$h_m'' = \frac{h_{n+1} - 2h_n + h_{n-1}}{\Delta t^2} \quad (2-9)$$

利用这些关系式可把对应于 t_m 位置时的式 (2-4) 改写成另一微分方程。即此时根据式 (2-8) 和 (2-9) 求得 h_m' 和 h_m'' 的近似值，并将它们代入式 (2-4)。应注意的是此时不必将 h_m^2 和 h_m^3 的数值代入式 (2-4)，以便得到关于 h_{n+1} 的二次方程，并易求出此方程的解为：

$$h_{n+1} = \frac{a}{2} - \sqrt{\frac{a^2}{4} - b} \quad (2-10)$$

$$\text{式中, } a = \frac{T^2 h_m^2}{\varepsilon D} + \frac{C \Delta t f_m}{D} + 2h_n;$$

$$b = \frac{T^2 h_m^2 (2h_n - h_{n-1})}{\varepsilon D} - \frac{A \Delta t^2 h_m^2}{\varepsilon D} + \frac{B \Delta t^2 f_m^2}{D} + \frac{C \Delta t h_n f_m}{D} + h_n^2 - \frac{\Delta t^2 h_m^3}{\varepsilon D}$$

式 (2-10) 中的方根前只有带负号才有意义^[18]。为求出式 (2-10) 中的 h_{n+1} ，首先应算出常数 T^2 ， A ， B ， C ， D ，再确定时间区间 Δt ，使其只相当于 1° 或 2° 的曲柄转角 $\Delta\varphi$ ，即应使图 2-4 中的线性关系能达到 (时间间距 Δt 选得过大将造成较大的误差)。然后将上述常数以及 h_{n-1} 和 h_n (在用替代法求 h_{n+1} 时， h_{n-1} 和 h_n 为已知数) 分别代入 a 和 b 得表达式中，并考虑到 b 的表达式右端的 $h_m = (h_{n+1} + h_n)/2$ ，这样便可用试凑法由 (2-10) 比较精确的求出 h_{n+1} ，从而求出 h_m 。在用试凑法求 h_{n+1} 时，先估选一 h_{n+1} 值，并代入 h_m 的表达式 (2-7) 中求出 h_m ，从而求出 a 、 b 值，将 a 、 b 值代入式 (2-10) 中求得 h_{n+1} 值，若此 h_{n+1} 值与估选的 h_{n+1} 值相同，则试凑成功，否则重复上述步骤，直至相同或相近 (按要求的精度 E)。

在用替代法进行第一步计算时，公式 (2-10) 是不适用的，因为此时 h_{n-1} 并不存在。为此，根据图 2-5 代替按式 (2-9) 进行计算，即从下式计算 h_m'' ：

$$h_m'' = \frac{2h_{n1}}{\Delta t^2} \quad (2-9a)$$

同理得：

$$h_m = \frac{h_{n1}}{2} \quad (2-7a)$$

$$h_m' = \frac{h_{n1}}{\Delta t} \quad (2-8a)$$

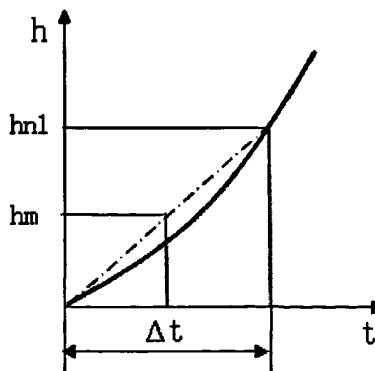


图 2-5 第一步计算的近似解法示意图

Fig.2-5 Approximate solution of first step

将这些值代入式 (2-4) 中，并通过一定的简化，重新求得能直接算出 h_{n1} 值的微分方程式：

$$h_{nl} = \frac{2\pi\Delta\varphi r F f_m}{360 f_m} \quad (2-11)$$

将这个 h_{nl} 作为 h_n ，可计算出根据式 (2-10) 的第二步结果及以后所有其它各步结果。类此替代下去，即可求出任一足够小的时间区间 Δt 内（对应于某一时刻 t_m 或相应曲柄转角 φ ）的阀盘升高 h_m 值，进而由式 (2-8) 和 (2-9) 分别求出阀盘速度 h'_m 和阀盘加速度 h''_m 的值。

MATLAB 是一种科学计算软件，它以矩阵运算为基础，具有强大的科学计算、图形显示和程序设计功能，应用它可以解决在用迭代法求解阿道尔夫方程时所遇到的一系列问题。图 2-6 为程序流程图。

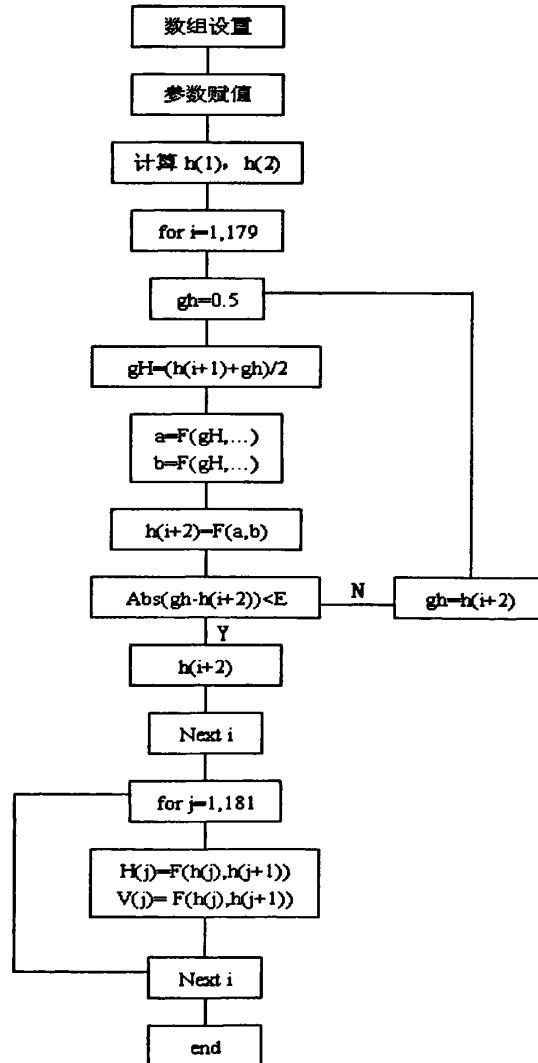


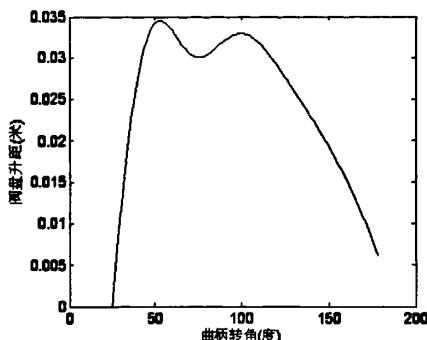
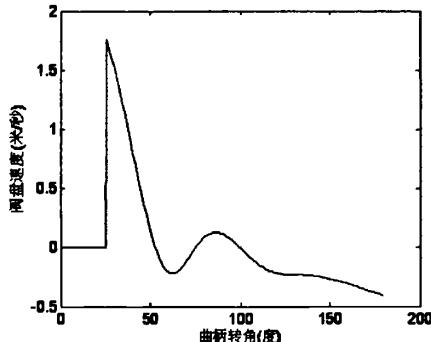
图 2-6 MATLAB 程序流程图

Fig.2-6 Program flow of MATLAB

2.4.3 MATLAB 仿真结果

(1) 45^0 7" 阀仿真结果

以油田大量使用的 7" 阀为例, 选取锥角为 45^0 (锥角为锥阀母线与轴线之间的夹角), 吸入阀开启角为 25^0 , 冲次为 120 次/分, 在曲柄转角 $\varphi = 25^0 \sim 180^0$ 之间, 运用 MATLAB 进行仿真, 结果如图 2-7、图 2-8 所示。

图 2-7 45^0 锥角阀升距图图 2-8 45^0 锥角阀盘速度图Fig.2-7 Lift curve of 45^0 valve disk Fig.2-8 Velocity curve of 45^0 valve disk

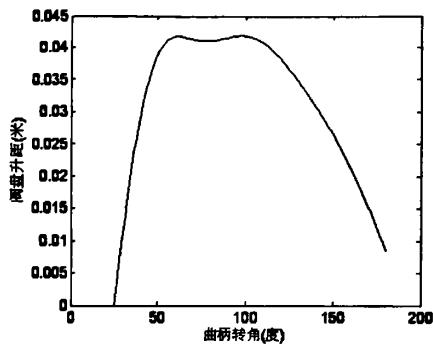
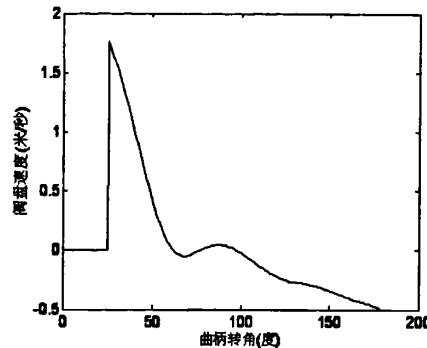
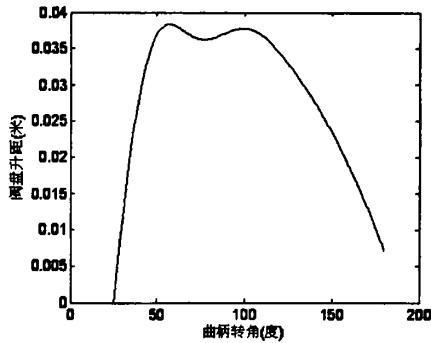
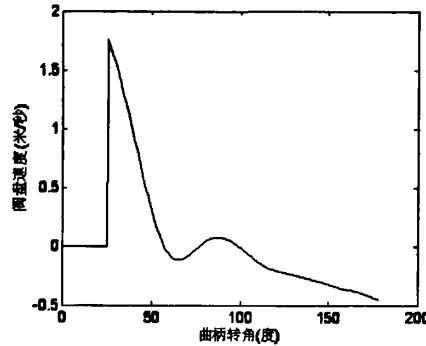
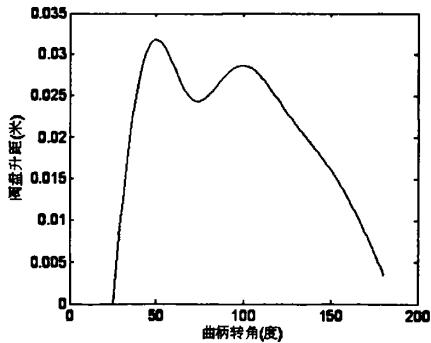
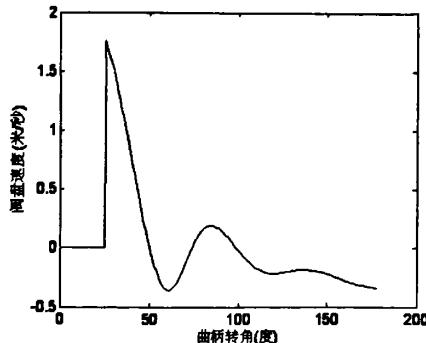
由图 2-7 可知, 泵阀的升距曲线略呈纺锤型, 阀在曲柄转角为 25 度时开启, 在 52.5 度时达到最大值 34.78 mm , 然后开始下降, 在 75.5 度的时候又开始上升, 直到 99.5 度时达到第二个峰值点 33.21 mm , 这是由于液体又对阀产生了较大举升力的缘故^[19], 之后阀盘开始关闭过程。阀盘下落要比上升慢, 在曲柄转角为 180 度时, 阀并未按照理想状态彻底关闭, 而是有一段滞后高度约 5.60 mm 。

泵阀的速度曲线如图 2-8 所示, 在阀开启后瞬间, 由于在泵阀开启瞬时缸内的压力低, 作用于阀盘上下的压差较大^[19], 阀盘“跳升”, 速度很快就达到最大值 $1.75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。此后缸内压力升高, 阀盘上下压差减小, 当曲柄转角 $\varphi = 26 \sim 52.5$ 度时, 阀盘的上升速度也从最大值急剧减小, 在 52.5 度左右速度变为 0, 升距最大, 52.5 度后, 速度变为负值。从 53.5 度到 60.5 度速度值负向增大。从 61.5 度开始到 84.5 度, 阀盘的速度值先负向减小, 再正向增大。当 $\varphi > 84.5$ 度时, 阀盘速度先正向减小, 然后开始负向增大。当 $\varphi = 180$ 度时, 阀盘速度值为 $-0.4067 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

在强大压力推动阀盘快速下降的关闭阶段, 根据简化模型式 (2-5), 求得泵阀关闭速度为 $-19.3676 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

(2) 不同锥角阀盘的滞后高度、关闭速度和关闭冲击力对比

为了得到不同锥角对阀盘运动特性的影响, 选取阀盘锥角分别为 30^0 、 35^0 、 60^0 的锥阀进行仿真计算 (不同锥角的阀盘下底面直径一定), 结果如下。

图 2-9 30° 锥角阀盘升距图Fig.2-9 Lift curve of 30° valve disk图 2-10 30° 锥角阀盘速度图Fig.2-10 Velocity curve of 30° valve disk图 2-11 35° 锥角阀盘升距图Fig.2-11 Lift curve of 35° valve disk图 2-12 35° 锥角阀盘速度图Fig.2-12 Velocity curve of 35° valve disk图 2-13 60° 锥角阀盘升距图Fig.2-13 Lift curve of 60° valve disk图 2-14 60° 锥角阀盘速度图Fig.2-14 Velocity curve of 60° valve disk

通过对不同角度锥阀进行仿真计算得到以下结论：在曲柄转角 $\varphi = 25^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 之间，当阀盘下底面直径一定时，不同锥角阀盘的运动形式基本相同。但随着锥角的增大，阀盘的运动越来越不平稳，即阀盘在下降—上升—下降阶段的运动变得剧烈，幅度越来越大；但是，阀盘的滞后高度却越来越小，在此处的速度也越来越小。利用简

化模型计算得出, 随着锥角的增大, 泵阀关闭速度相应的减小, 见表 2-1。

表 2-1 不同锥角阀盘的关闭速度

Table 2-1 Closing velocities for valve disk of various cone angle

锥角 (度)	滞后高度 (米)	滞后高度处速度 (米/秒)	关闭速度 (米/秒)
30	0.0084	-0.5032	-21.6856
35	0.0069	-0.4608	-20.1900
45	0.0056	-0.4067	-19.3676
60	0.0035	-0.3524	-17.5889

2.5 本章小结

钻井泵阀动力学模型是深入研究泵阀失效和无冲击理论的基础, 阿道尔夫方程作为与实际较为接近的模型, 其求解问题一直是泵阀运动及动力学分析的难点之一。通过首次运用 MATLAB 软件求解阿道尔夫方程, 给出了阀盘上升高度、阀盘运动速度与曲柄转角间的关系曲线图; 在阿道尔夫方程精确微分不适用的泵阀关闭阶段, 即阀盘从滞后高度下落至冲击阀座阶段, 构造出简化模型, 完善对泵阀的运动特性的描述, 并探讨泵阀阀盘锥角的改变对其运动特性的影响关系, 为深入研究泵阀的运动特性及其冲击破坏机理提供有效的方法和理论依据。

仿真结果分析表明: 在曲柄转角 $\varphi = 25^\circ \sim 180^\circ$ 之间, 当阀盘下底面直径一定时, 不同锥角阀盘的运动形式基本相同。但随着锥角的增大,

- (1) 阀盘的运动越来越不平稳, 即阀盘在下降—上升—下降阶段的运动变得剧烈, 幅度越来越大;
- (2) 阀盘的滞后高度却越来越小, 在此处的速度也越来越小;
- (3) 泵阀的关闭速度越来越小, 但减小的幅度不大。

第三章 钻井泵阀的冲击特性分析

3.1 前言

阀盘冲击阀座形成的冲击疲劳是引起泵阀失效的主要原因之一。高压，高冲次钻井泵必将增加阀盘冲击阀座形成的冲击疲劳，所以研究阀盘与阀座的冲击问题是丰富无冲击力理论的重点，而阀盘与阀座间的应力相互作用的分析是冲击的核心问题。

分析泵阀的冲击特性，得到泵阀冲击时的应力分布规律，找出泵阀容易失效部位，对指导泵阀的设计有一定的指导意义。

此项研究中，除了笔者导师原团队曾进行过初步的有限元计算探索外，其他大部分研究都只是采用简单的，求解平均应力的方法来求泵阀的冲击应力，无法考虑到泵阀由于结构原因产生的应力集中以及载荷冲击的变化，与实际情况的误差太大。随着课题研究的深入以及有限元计算方法的发展，在与课题组成员张冬同学的合作中，本章通过对泵阀整个冲击过程的动力学模拟，构造出了泵阀冲击过程的动力学模型，结合有限元分析研究了泵阀的冲击特性。

3.2 泵阀冲击问题的接触单元

冲击问题事实上是两个物体间的接触问题，接触方式，速度以及接触部分的几何形状等对接触物体间的力学性质有重要的影响。在有限元分析过程中，接触问题实际上是一个带条件约束的极值问题，构造的泵阀接触模型除了要满足一般弹性问题的边界条件外，还应满足阀盘与阀座接触时接触边界上的约束条件。从接触瞬时开始到产生最大变形，泵阀接触模型的接触面经历了粘结、滑动两种不同接触状态。其数学描述表示如下：

(1) 第一阶段阀盘与阀座接触面相互粘结，此时其法向位移差和切向位移差均为零，表达式为：

$$\Delta U_n = 0 \quad (3-1)$$

$$\Delta U_s = 0 \quad (3-2)$$

(2) 第二阶段阀盘与阀座沿接触面相互错动，此时法向位移差为零，但在切线方向产生滑动，切向剪应力超过允许剪应力，节点对之间有相对位移^[25]。法向力和切向力服从库伦定律^[26]：

$$\Delta U_n = 0 \quad (3-3)$$

$$F_s = -\mu F_n \quad (3-4)$$

式中， μ ——接触面摩擦系数

式 (3-1) ~ (3-4) 指出，阀盘与阀座接触面的两种接触状态可通过 4 个参数描

述, 即法向位移差、切向位移差、法向力和切向力。将位移差和应力作为接触条件, 通过条件变分原理编入矩阵方程, 即是带条件约束的极值问题^[27]。

引入 Lagrange 约束因子得到阀盘与阀座接触问题的条件变分的泛函:

$$\Pi^* = \Pi + \int_{\Gamma} \lambda^T \Delta U d\Gamma \quad (3-5)$$

式中, Π ——一般弹性形变问题的泛函;

Γ ——阀盘与阀座接触边界上两固体相互粘结部分;

λ ——Lagrange 约束因子, 其物理意义是接触面法向力和切向力(n 为法向, s 为切向);

$$\lambda = (\lambda_n \lambda_s)^T \quad (3-6)$$

ΔU ——接触面上的位移差。

$$\Delta U = (\Delta u_n \Delta u_s)^T \quad (3-7)$$

寻找到阀盘与阀座接触面不同接触状态中 λ 和 ΔU 的表达式, 则式 (3-7) 中泛函 Π^* 可进行变分运算, 从而获得该接触问题的有限单元表达式。

对于式 (3-7) 的泛函 Π^* 的变分为

$$\delta \Pi^* = \delta \Pi + \delta \int_{\Gamma^*} \lambda^T \Delta U d\Gamma \quad (3-8)$$

式中, Γ^* ——阀盘与阀座接触单元 e 对应的接触边界部分。

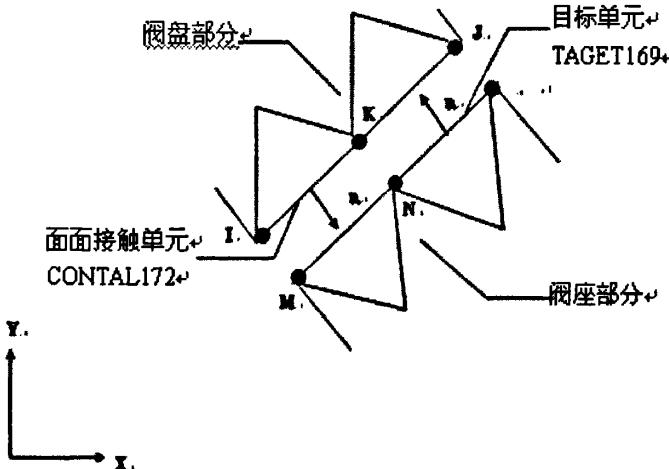


图 3-1 二维接触对单元

Fig.3-1 Element of two-dimensional contact pair

在阀盘与阀座接触模型中, 采用 ANSYS 软件中的二维接触对单元, 求出接触单元的插值函数、接触单元的位移差模式和力模式, 从而得到接触单元的刚度矩阵, 得到式 (3-8) 中右边第二项对应的泛函变分结果, 代入式 (3-8), 有

$$\delta \Pi^* = \delta \Pi + \delta F^T K_{\lambda_u} U + F^T K_{\lambda_u} \delta U \quad (3-9)$$

式中, F ——接触面上力, 即节点对应的法向力和切向力列阵;

K_{λ_u} ——接触单元的约束矩阵。

$\delta \Pi$ 是一般弹性力学连续介质问题的变分, 可表示成

$$\delta \Pi = \delta U^T (KU - R) \quad (3-10)$$

式中, K ——普通有限单元的刚度矩阵;

R ——载荷矢量矩阵;

U ——节点位移列阵。

阀盘与阀座接触问题的 U 和 F 使泛函 Π^* 对于微小的变化 δU 和 δF 取驻值, 即泛函的变分等于零:

$$\delta \Pi^* = 0 \quad (3-11)$$

综合式 (3-9) ~ (3-11) 式, 可得

$$\begin{pmatrix} K & K_{\lambda_u}^T \\ K_{\lambda_u} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U \\ F \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3-12)$$

式 (3-12) 是泵阀冲击问题接触单元的耦合单元矩阵方程, 按标准有限单元组装方法组集成总体结构的有限单元方程组, 即可按常规方法进行有限元求解。

3.3 泵阀冲击模型及其运动边界条件

以油田大量使用的 7" 阀为例, 选取锥角为 45^0 (锥角为锥阀母线与轴线之间的夹角), 取阀盘与阀座冲击对称面的一半建立冲击模型, 省略密封圈, 根据钻井泵阀实际工况设置材料属性及几何约束条件, 采用 6 结点三角形单元进行网格化划分; ABCD 为阀盘部分, CDEF 为阀座部分。阀盘与阀座接触单元在阀盘和阀座的网格划分后建立, 节点分别与阀盘阀座接触边界上的节点一致, 共有 9 个单元。

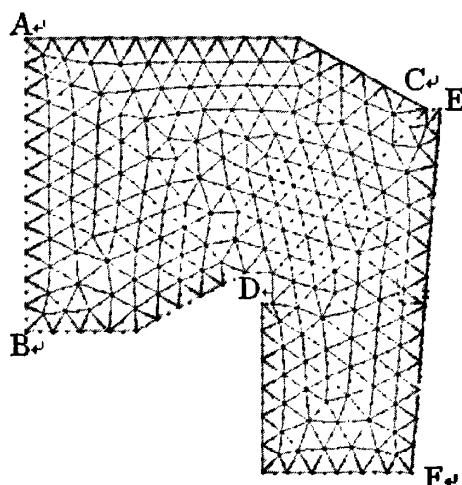


图 3-2 泵阀冲击模型网格化划分图

Fig.3-2 Gridding for impact process model of pump valve

通过求解阿道尔夫精确微分方程和构造简化的模型求出泵阀关闭时刻阀盘的速度和加速度，作为阀盘冲击阀座的运动初始边界条件，求解方法见第二章。

45°7" 阀的运动边界条件：速度为 $19.3676 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，加速度为 $33476.65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

3.4 ANSYS 仿真结果

(1) 45° 锥阀冲击特性分析

根据以上计算方法，45°的锥阀进行冲击特性分析。计算从阀盘接触阀座瞬时开始，依次经历粘结和滑动状态，最后得到最大等效应力结果如下（分析侧重于容易失效的冲击接触面）：

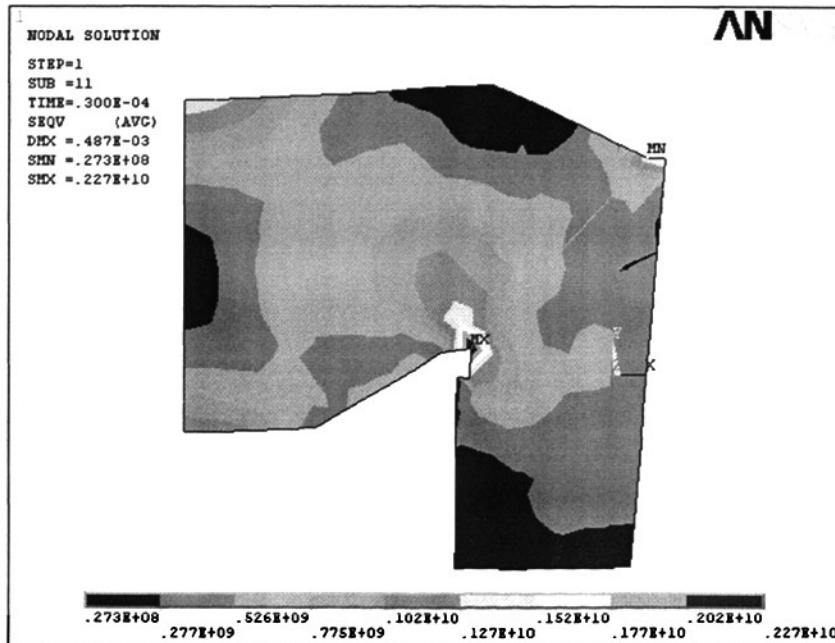


图 3-3 45° 锥阀冲击等效应力图

Fig.3-3 Impact equivalent stress of 45° valve

等效应力依据材料力学第四强度理论。该理论认为，在一般应力状态下，当形状改变应变能密度达到拉伸实验中试件屈服时的形状改变应变能密度值时，材料就屈服。所以得到强度条件为

$$\sigma_{r4} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \leq [\sigma] \quad (3-13)$$

式中, σ_{r4} 称为第四强度理论的相当应力, 即本文中的等效应力; σ_1 、 σ_2 、 σ_3 是三个主应力; $[\sigma]$ 是许用应力。

等效应力图中, 整个冲击系统的应力值在接触面下部较大, 最大值出现在锥面下端, 达到 $0.227 \times 10^{10} \text{ Pa}$ 。阀座下部锥面等效应力大, 容易产生微小变形, 同时还由于钻井液对接触面的冲蚀, 以及泥浆中的磨砺性颗粒对密封锥面的磨削作用^[28], 在不断的循环疲劳冲击下, 该处变形增大而下陷, 从而使阀座形成上下两锥面, 并在下锥面出现沿着泥浆流动方向的沟槽。这样阀隙流道便产生了变化, 在泵阀不断的开闭过程中加剧了冲蚀和气蚀^[29]。而在阀座失效的宏观形貌中, 密封圈所在的上部锥面基本保持原样, 而下部锥面却发生严重的塑性变形^[30]。冲击特性分析中接触面下部等效应力较上部要大, 且实际冲击中上部锥面还受到密封圈的缓冲作用减小了变形, 这与阀座失效后上下两锥面形成台阶的常见现象是吻合的。

在实际的泵阀冲击中, 阀盘上部的密封圈首先接触阀座, 与阀盘和阀座的接触一样, 在密封圈和阀座的接触面下部出现较大的应力, 密封圈下部容易产生碰坏而开始出现剥落; 泵阀完全关闭时, 阀盘和阀座的接触面下部出现较大应力, 阀座容易形成上下两锥面而使阀隙流道产生了变化。这样, 在泵阀关闭时形成的冲击、钻井液的冲蚀、磨砺性颗粒的磨削, 以及由于阀隙流道产生变化而加剧的冲蚀和气蚀的综合作用下, 密封圈最终被撕裂而完全失效。图 3-3~图 3-5 反映了密封圈的破坏过程。

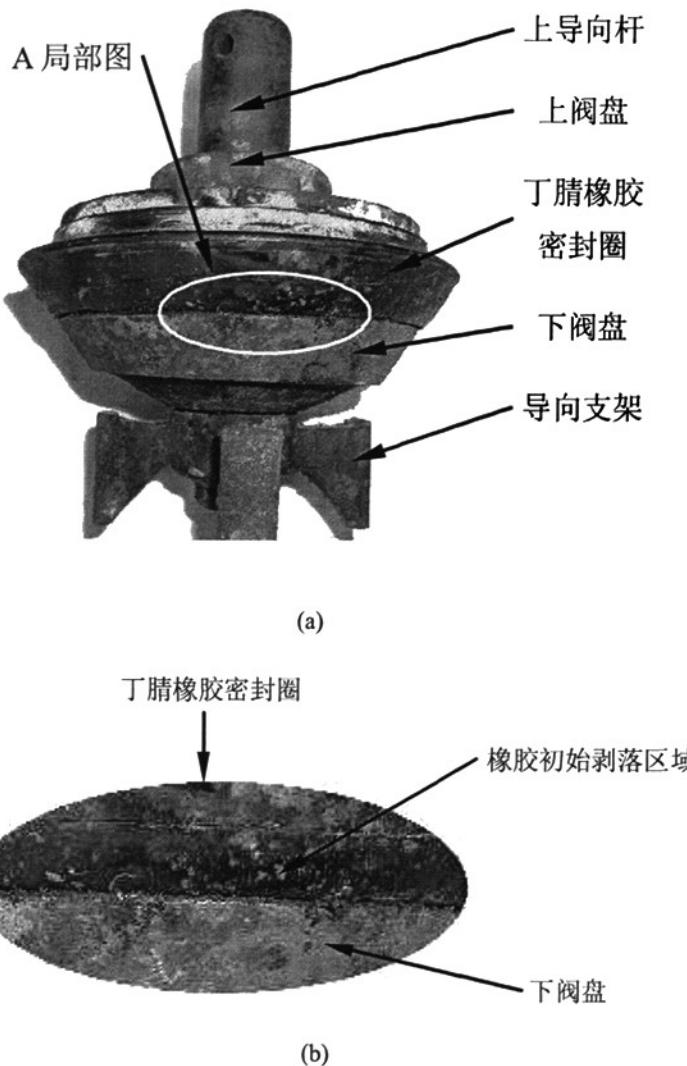


图 3-4 钻井泵阀密封圈初始破坏表面形貌

(a) 阀盘全貌 (b) A 局部放大图

Fig.3-4 Surface morphology at initial failure stage of drilling pump valve

(a)Overall perspective of valve disk (b) Enlarged drawing of region A

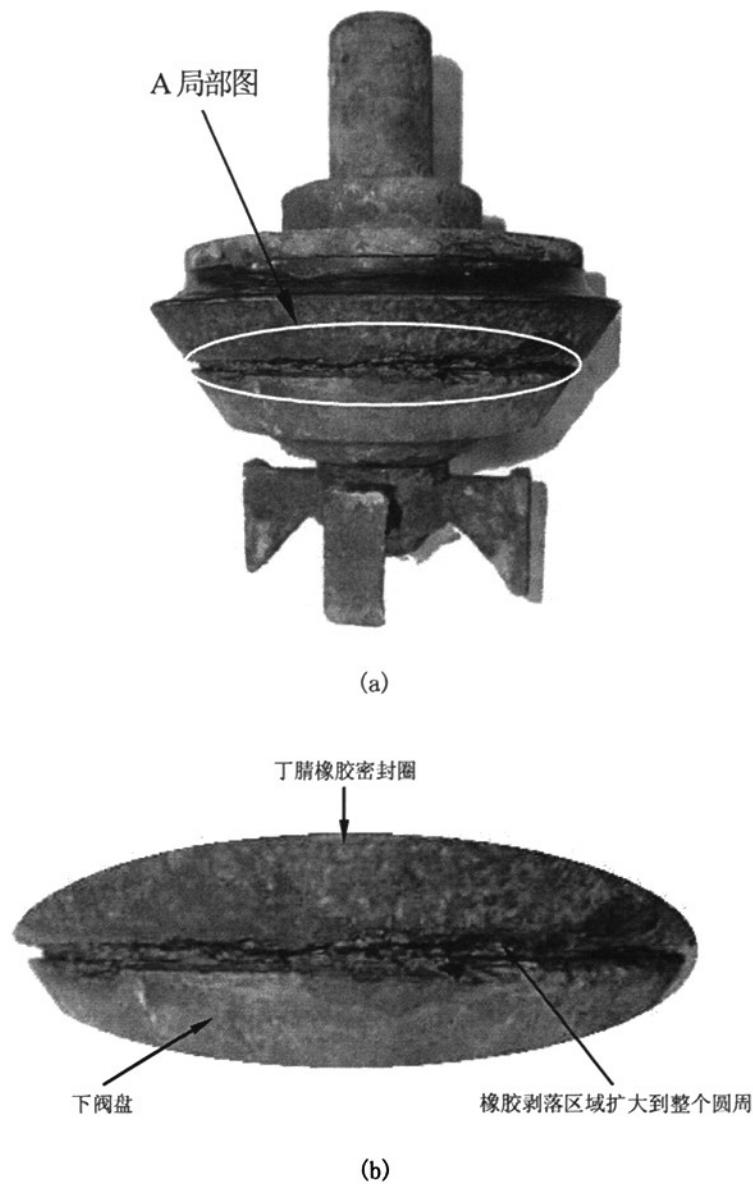


图 3-5 钻井泵阀密封圈中期破坏表面形貌

(b) 阀盘全貌 (b) A 局部放大图

Fig.3-5 Surface morphology at middle failure stage of drilling pump valve

(a)Overall perspective of valve disk (b) Enlarged drawing of region A

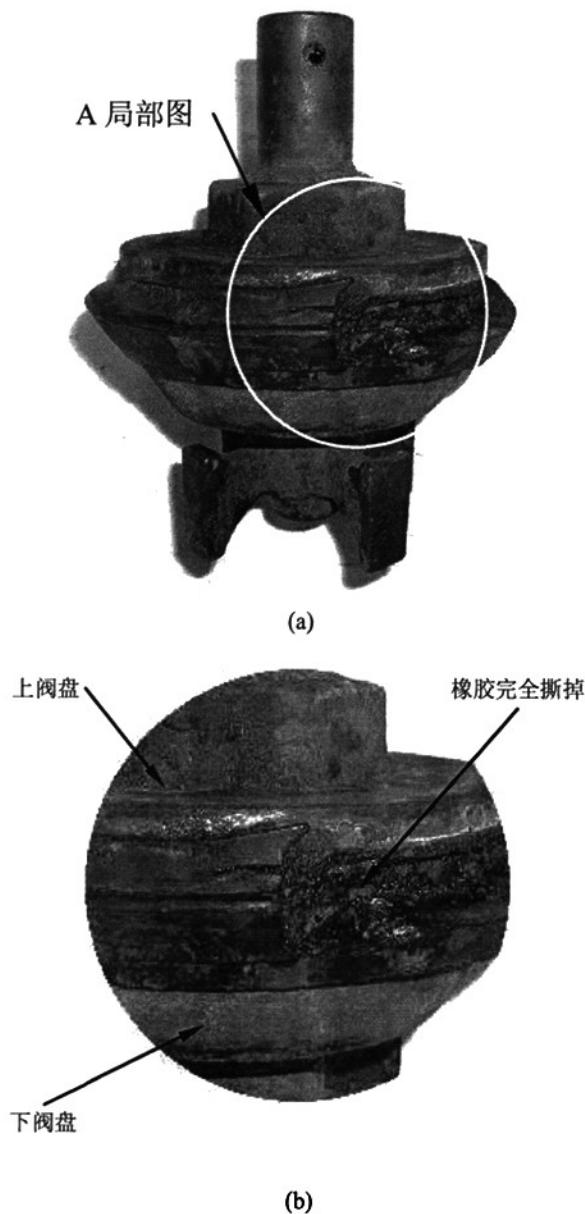


图 3-6 钻井泵阀密封圈全面撕裂表面形貌

(c) 阀盘全貌 (b) A 局部放大图

Fig.3-6 Surface morphology at overall tearing stage of drilling pump valve

(a)Overall perspective of valve disk (b) Enlarged drawing of region A

冲击特性分析中等效应力分布与阀座失效特征相吻合，并很好地解释了密封圈的失效机理。在冲击接触面上，等效应力的较大值都出现在锥面下部，而在阀隙流场分析中，阀盘和阀座锥面下部区域钻井液流速也最大^[31]，所以，该区域是易失效的部位。

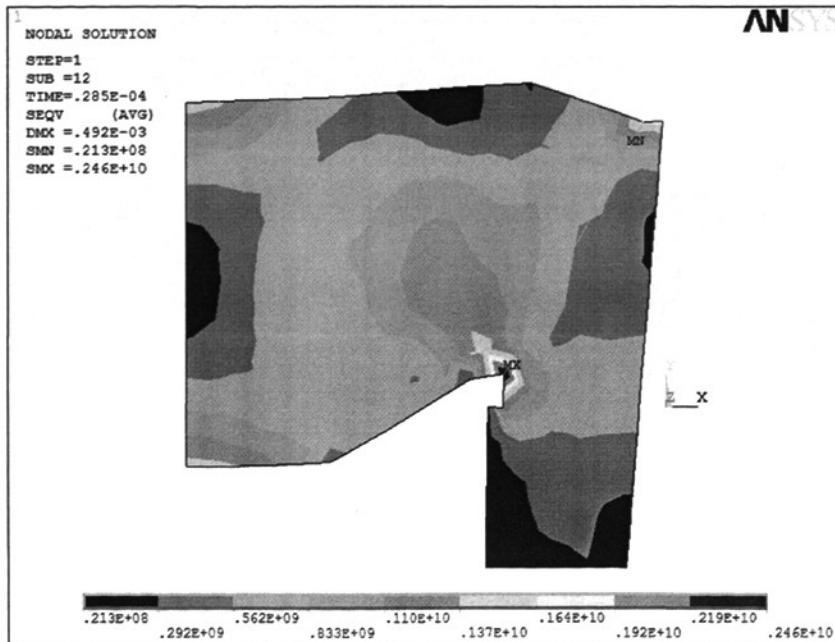
(2) 不同锥角泵阀的冲击应力特性分析

为了得到不同锥角对冲击应力特性的影响, 本文选取锥角分别为 30° 、 35° 、 60° 的锥阀进行仿真计算 (不同角度的锥阀阀盘下底面直径不变)。不同角度锥阀阀盘冲击阀座的初始条件见表 3-1, 仿真结果见图 3-7~3-8。

表 3-1 不同角度锥阀阀盘冲击阀座的初始条件

Table 3-1 Initial conditions for valve's impact of various cone angle

锥角 (度)	冲击速度 (米/秒)	冲击加速度 (米/秒 ²)
30	21.6856	27976.91
35	20.1900	29523.46
45	19.3676	33476.65
60	17.5889	44177.89

图 3-7 30° 锥阀冲击等效应力图Fig.3-7 Impact equivalent stress of 30° valve

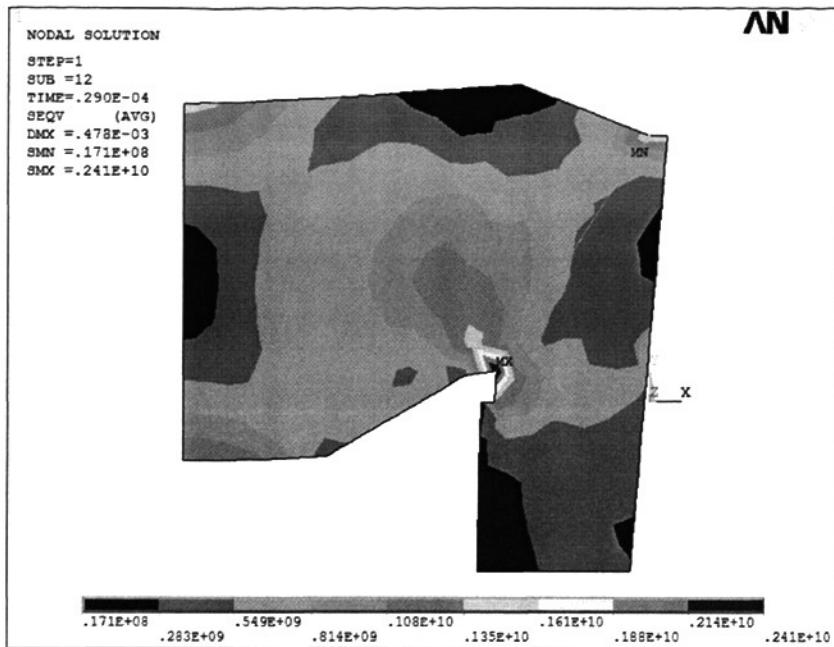


图 3-8 35^0 锥阀冲击等效应力图

Fig.3-8 Impact equivalent stress of 35^0 valve

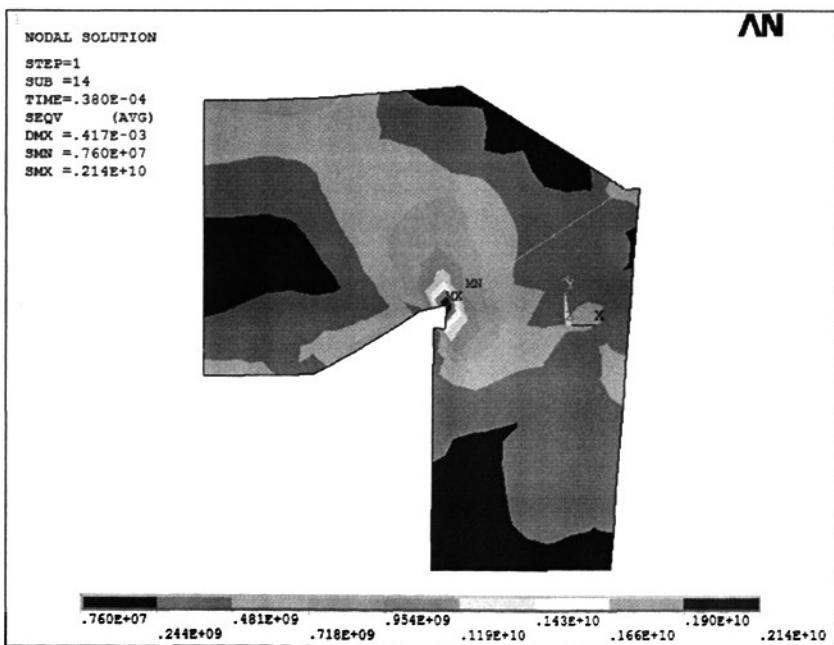


图 3-9 60^0 锥阀冲击等效应力图

Fig.3-9 Impact equivalent stress of 60^0 valve

表 3-2 不同角度锥阀冲击接触面上最大等效应力对比

Table 3-2 The maximum equivalent stresses at valve's impact interface of various cone angle

锥角 (度)	最大等效应力 (帕)
30	0.246×10^{10}
35	0.241×10^{10}
45	0.227×10^{10}
60	0.214×10^{10}

从结果中可以看出, 从定性的角度出发, 不同角度锥阀的冲击等效应力分布的形式基本相同, 冲击系统中的最大等效应力出现在锥面下端。如表 3-2 所示, 从定量的角度出发, 随着锥阀锥角的增加, 最大等效应力值随着泵阀关闭速度的减小而相应的减小, 该结论与实际试验中, 60° 的阀角在减小冲击方面优于 45° 阀角的结论吻合^[7]。但是, 冲击应力减小的幅度不大。所以, 从应力特性角度看, 单纯地增加泵阀阀盘的锥角改善泵阀的冲击, 但效果并不显著。因此, 不能单从改变锥角的角度来减小泵阀的冲击应力, 还应从泵阀接触面的结构设计出发, 减小应力集中, 改善泵阀的冲击。

3.5 本章小结

1. 分析钻井泵阀的冲击特性可得到以下结论:

(1) 构造出泵阀冲击过程的动力学模型, 将泵阀冲击问题的接触单元应用于泵阀的冲击特性分析, 利用 ANSYS 软件仿真计算, 可得到较为精确的结果;

(2) 在阀盘阀座接触面上, 较大值等效应力都出现在锥面下部, 易使阀座上下两锥面形成台阶, 导致阀隙流道便产生变化, 加剧了冲蚀和气蚀, 使阀座和密封圈失效;

(3) 阀盘阀座接触面下部区域是易失效的部位, 并且是导致泵阀后续失效的重要原因;

(4) 随着锥阀锥角的增加, 最大等效应力值相应小幅度的减小, 所以单纯增加锥角对改善阀盘冲击阀座形成的冲击疲劳无显著作用。

2. 泵阀结构的改进

笔者师弟乔舰同学在进一步的寿命分析研究中, 用更符合实际的三维几何实体模型代替本文二维平面模型, 把各种类型动力载荷施加到结构模型的特定受载部分, 模拟仿真碰撞过程, 利用 ANSYS/LS-DYNA 软件有限元显式非线性动力分析求解程序, 计算得到更加精确的应力解^[32]。在此基础上, 笔者与乔舰师弟探索了泵阀冲击产生应力集中的结构原因, 提出了一种改进泵阀结构, 减小应力集中的措施。

阀盘锥面与阀座接触，承受冲击载荷，在锥面与阀盘底部过渡处结构尺寸急剧变化产生应力集中。应力集中使接触面下部区域的应力值超过了材料按预定寿命所能承受的应力水平，由此萌生裂纹。疲劳源系在应力集中较大的尖角根部萌生，并向芯部扩展，所以泵阀主要从锥角与阀盘底部改进。在阀体其他结构及性能不变的情形下，为了减少应力集中，阀盘底面设计为抛物线型，并与锥面采用圆滑过渡（圆弧曲率为 88.54 mm ，阀座作相应的改进）。阀盘改进前后的零件图如图 3-10 所示。

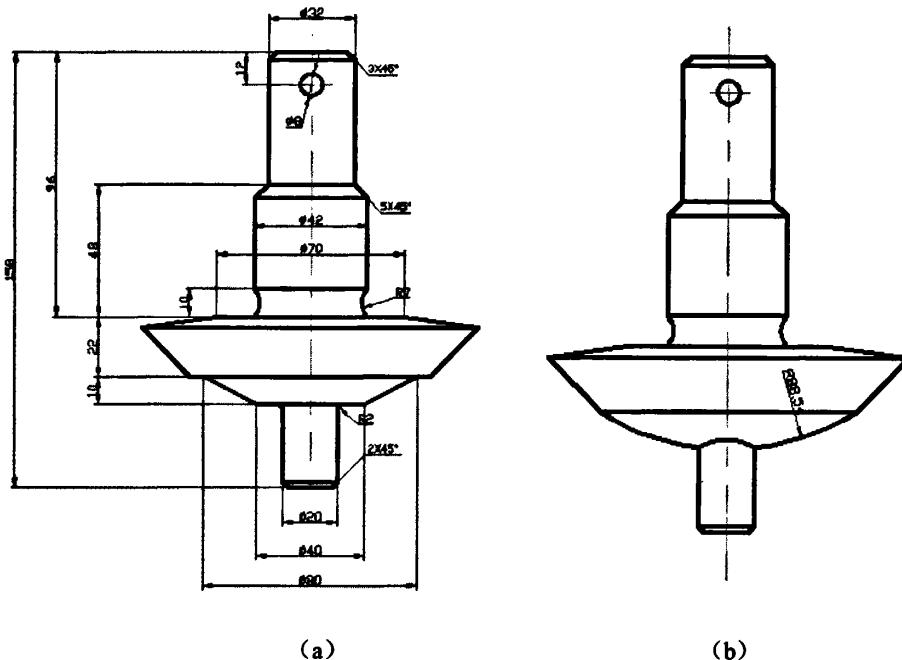


图3-10 阀盘改进前后结构图

(a) 改进前 (b) 改进后

Fig.3-10 Structure of pump valve disk before and after improvement

(a) Before improvement (b) After improvement

对改进后的泵阀做 ANSYS/LS—DYNA 三维动态模拟分析，所得结果中发现泵阀承受的最大应力减小了 11 %。

第四章 基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件

4.1 前言

为了提高生产效率, 实际工况中希望把泵的工艺参数提高, 但又要尽量减轻泵重, 缩小泵的体积, 提高冲次成为了首先采用的方法。然而冲次的提高不可能是无限度的, 当达到一定程度, 冲击过大, 阀会迅速破坏, 泵就不能在正常工作。所以需要确立这一临界冲次, 建立这样一个定性的概念, 就是泵阀在这一临界冲次下满足无冲击条件, 这也就是阀的无冲击理论。当然不可能没有冲击的, 只是在这样条件下, 阀不易受到冲击破坏, 并可以为设计和研究阀提供帮助。

现有的无冲击理论中, 别尔格条件(H.Berg)是以下式作为无冲击条件的: $H_{\text{阀}} L_{\text{阀}} \geq \lambda Q_v n$, 其中 $H_{\text{阀}}$ 为当活塞处于死点位置时的阀载; $L_{\text{阀}}$ 为阀隙周边长; λ 为阀的结构特征系数; Q_v 为阀的每秒流量; n 为冲次。库可列夫斯基条件是以阀关闭的许用速度作为阀的无冲击工作条件的。马特耶夫条件, 恰尔内一查依夫条件是以液体不通过阀隙倒流为无冲击工作条件的。德国的学者 U.Adolph 提出最高允许冲击次数应由阀关闭瞬间阀盘和阀座密封面上的接触应力来确定的, 即 $\sigma_{\text{max}} \leq \sigma_{\text{允}}$ 。在第一章绪论中已经对以上无冲击理论进行过分析论述, 广泛认为阿道尔夫无冲击理论是较符合实际的一种, 但即便如此, 该理论与泵阀的实际工况仍存在着较大差距, 仍很难用于指导泵阀的结构设计。

针对阿道尔夫无冲击理论的不足, 本章重点研究了泵阀冲击时产生最大应力集中部位的受力特征及其影响程度, 考应力集中在交变应力作用下对加速泵阀失效所带来的危害性。由此提出了基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件。

4.2 阿道尔夫无冲击理论及其存在的问题

4.2.1 阿道尔夫无冲击理论简介

阿道尔夫无冲击理论考虑了阀本身结构参数、阀质量、阀密封表面积以及阀的材料等各方面的影响因素, 在泵阀的不断撞击下, 把阀盘和阀座接触面上的应力大小作为判别阀的无冲击判据或阀的疲劳寿命的标准, 指出最高允许冲次应由阀关闭瞬间阀盘和阀座密封表面的允许接触应力来确定^[17]。

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{\text{允}} \quad (4-1)$$

式中, A ——冲击时阀盘和阀座的密封表面积;

F ——阀盘和阀座间的冲击力, 可利用弹性冲击理论确定;

σ ——阀盘下落在阀座上时产生的冲击应力;

$\sigma_{\text{允}}$ ——疲劳许用应力。

根据弹性冲击理论, 泵液压室与阀座处于静止状态, 他们与运动的阀盘相比可视为无限大。而冲击力引起的变形只在直接冲击区域内才表现为一定值, 从而参与冲击的两个物体中的一个变形速度 w' , 可令其等于阀盘重心速度的一半。由虎克定律, 冲击力和变形在冲击平面内为线形关系, 即下式:

$$F = K_T w \quad (4-2)$$

式中, $w' = \frac{dw}{dt}$, w 为变形

系数 K_T 相当于冲击物体的弹性系数, 即

$$K_T = \frac{EA}{L} \quad (4-3)$$

式中, E ——阀盘及阀座材料的弹性模量;

L ——碰撞体在冲击方向上变形截面的长度。

此时, 因与冲击时产生的冲击力相比它们很小, 重力和弹簧力忽略不计。

在弹性冲击时, 阀盘的动能转化为位能, 并以相同的能量储藏在冲击体的变形区域内, 即

$$\frac{1}{2}m(\dot{w})^2 = \frac{1}{2}m\left(\frac{h'}{2}\right)^2 = \frac{1}{2}\int_0^{w_m} F dw = \frac{1}{2}\int_0^{w_m} K_T w dw = \frac{1}{2}K_T \frac{w_m^2}{2} \quad (4-4)$$

式中, h' ——阀的关闭速度;

w_m ——最大变形。

联合式 (4-1) (4-2) (4-3), 可得

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A} = \frac{h'}{A} \sqrt{\frac{mK_T}{2}} \leq \sigma_{\text{允}} \quad (4-5)$$

式中, F_m ——最大冲击力;

σ_m ——最大的冲击应力。

并可得到

$$h' \leq \frac{\sigma_{\text{允}} A}{\sqrt{\frac{mK_T}{2}}} = h'_{\text{允}} \quad (4-6)$$

利用阿道尔夫无冲击条件, 用式 (4-6) 可以确定某一已知结构尺寸的阀的最高允许冲次。依据式 (4-6) 先计算出阀的最高允许关闭速度 $h'_{\text{允}}$, 将阀处于关闭位置的边界条件 $h=0$, $h'_{\text{允}}$ 值代入阿道尔夫精确微分方程, 利用迭代法求出曲柄最高允许角速度, 从而求出泵的最高允许冲次。此外, 利用式 (4-6) 还可进行阀的校核计算。即当

某阀设计好后,且泵的冲次已取定,可求解阿道尔夫精确微分方程得到阀的关闭速度 h ,按式(4-6)进行校核。

4.2.2 阿道尔夫无冲击理论存在的问题

阿道尔夫无冲击条件在泵阀的校核中(式(4-1))采用的是平均应力,只适合在冲击时受轴向压缩冲击且横截面尺寸相同的平板阀,而现在广泛使用的是锥阀,必须考虑到由于结构变化而产生的应力集中以及载荷冲击的变化。当零件受周期性变化的应力或受冲击载荷作用时,应力集中对零件的强度都有严重影响,往往是零件破坏的根源^[33],而泵阀在实际工作中正是受不断的循环冲击作用,必须从定性和定量两方面考虑应力集中的影响。

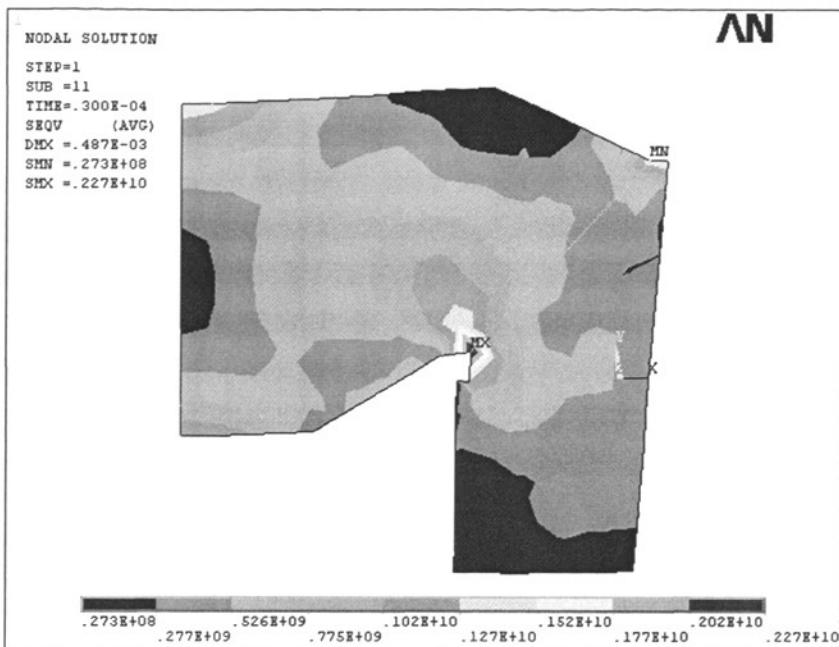
另外,在利用阿道尔夫无冲击条件求某一已知结构尺寸的阀的最高允许冲次和进行阀的校核计算时,都要求解阿道尔夫精确微分方程,而该方程是非线性的二阶微分方程,只能用繁琐的迭代法求解,无疑增加了相关工程人员的难度。但更根本的原因在于阿道尔夫精确微分方程在阀的开启和关闭阶段存在奇点,不能描述阀的开启和关闭过程,而应用阿道尔夫无冲击条件时却是要通过求解该方程得到阀的关闭速度,显然是矛盾的。

4.3 基于应力集中影响的往复泵阀无冲击工作条件

针对阿道尔夫无冲击理论存在的问题,基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件重点研究泵阀冲击时阀盘和阀座接触面上产生应力集中部位的受力形式及其程度,并提出一个方便无冲击工作条件应用的方法。

4.3.1 泵阀冲击时应力集中的影响

上面提到,阿道尔夫无冲击条件校核式(4-1)中的 σ 是平均应力,但由于锥阀结构上的原因,泵阀在实际冲击中应力分布不均,将会产生应力集中,不能简单地按平均应力校核。前两章叙述了求解泵阀冲击等效应力的方法,即根据钻井泵45°7"阀的结构特点和实际工况,用有限元方法提出泵阀冲击的接触单元,构造出泵阀冲击过程的动力学模型,并以阿道尔夫精确微分方程和构造描述泵阀关闭阶段的简化模型得到的关闭时刻阀盘的速度($19.3676\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)和加速度($33476.65\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)作为运动边界条件,利用ANSYS软件仿真计算,得到45°7"阀的冲击等效应力图。

图 4-1 45^0 锥阀冲击等效应力图Fig.4-1 Impact equivalent stress of 45^0 valve

等效应力即第四强度理论的相当应力。从图 4-1 中可以看出，在泵阀的冲击接触面上，应力并不是平均分布的，而是在锥面下端出现最大的集中应力 $\sigma_{集}$ ，达到 $0.227 \times 10^{10} \text{ Pa}$ 。（其他角度的锥阀也是在锥面下端出现最大的集中应力，见第三章）。从泵阀闭合瞬时开始到产生最大应力再到泵阀开启时刻，如此循环冲击，可以认为产生最大应力集中的锥面下端区域所受应力是一个脉动循环应力，其应力幅为 $0.227 \times 10^{10} \text{ Pa}$ ，周期为 0.5 秒（泵阀的冲次为 120 次/分），如图 4-2。

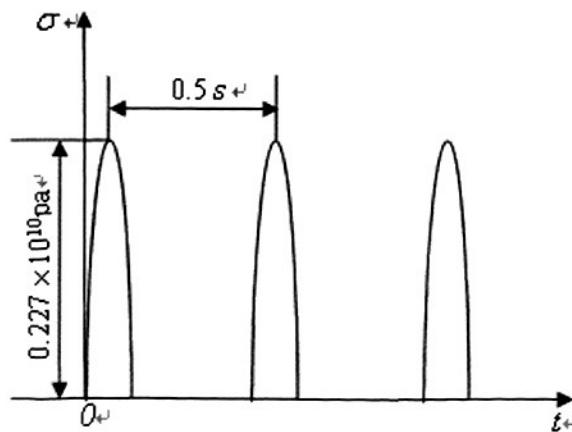


图 4-2 锥面下端最大应力集中区域受力形式

Fig.4-2 The mechanical characteristics at the maximum stress concentration spot

在脉动循环应力的作用下, 锥面下端应力集中区域更易形成疲劳裂纹, 使构件的持久极限显著降低, 这一点与在阀座失效的宏观形貌中, 锥面下部发生严重的塑性变形^[30]的现象是吻合的。可见, 泵阀冲击时应力集中引起的冲击疲劳是泵阀失效的主要原因。

但阿道尔夫无冲击理论并未考虑由于阀盘尺寸和几何形状的改变而造成的局部应力集中的影响, 而是利用式(4-5)求解的最大平均应力 σ_m 作为校核条件。代入45°7"阀的相关数据以及由简化模型所求得的关闭速度 h' , 得到 $\sigma_m=0.0347\times10^{10}\text{ pa}$, 比最大的集中应力小很多。可见在锥面下端出现的应力集中程度很大, 可以用结构应力集中系数 ψ 来表示其影响程度:

$$\psi = \frac{\sigma_{\text{集}}}{\sigma_m} \quad (4-7)$$

对于45°7"阀来说, $\psi=6.54$ 。

鉴于应力集中在交变应力作用下的危害性, 在泵阀的设计校核中必须要考虑到应力集中的影响, 冲击产生的最大集中应力 $\sigma_{\text{集}}$ 应力必须小于疲劳许用应力 $\sigma_{\text{允}}$, 依此提出的钻井泵阀无冲击工作的条件式应为

$$\sigma_{\text{集}} = \psi \sigma_m = \psi \frac{F_m}{A} = \psi \frac{h'}{A} \sqrt{\frac{mK_r}{2}} \leq \sigma_{\text{允}} \quad (4-8)$$

对于一定结构的泵阀, 应力集中系数 ψ 一定。

4.3.2 应用无冲击条件的简便方法

在提出完善描述泵阀运动特性的关闭阶段的简化模型和应力集中系数的确定方法后, 为了省去在求冲次或关闭速度时求解阿道尔夫精确微分方程的繁琐, 现提出一个应用无冲击条件的简便方法。由于泵阀结构一定时, 冲次一定则关闭速度一定(反之成立), 锥面下端的应力集中系数也一定, 可依据上述方法求解得出一定结构泵阀的关闭速度和冲次的拟和方程式、曲线图以及应力集中系数, 编辑成图表以方便工程人员在设计校核中查阅。以下以45°7"阀为例说明。

根据文第二章中求解关闭速度的方法, 即以求解阿道尔夫精确微分方程和关闭阶段简化模型为依据, 求出泵阀在不同冲次 n 时的关闭速度 h' , 结果见表4-1。

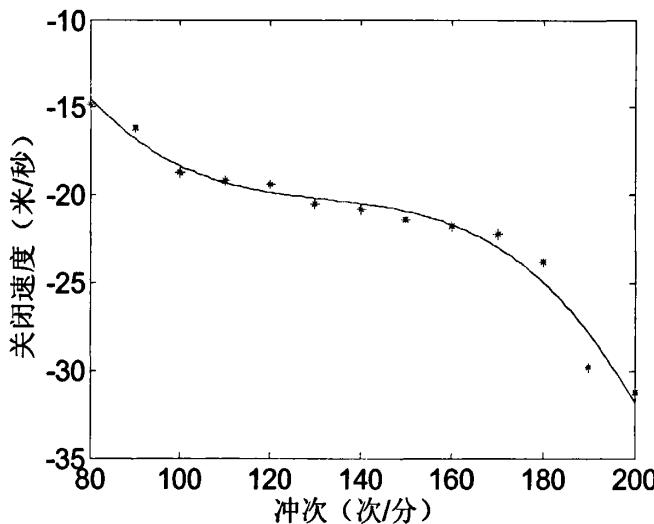
表 4-1 不同冲次 $45^{\circ} 7''$ 阀的关闭速度Table 4-1 Closing velocity for $45^{\circ} 7''$ valve of various stroke number

n (次/分)	80	90	100	110	120	130	140
h' (米/秒)	-14.8356	-16.1446	-18.7212	-19.1943	-19.3676	-20.5497	-20.7833
n (次/分)	150	160	170	180	190	200	
h' (米/秒)	-21.4117	-21.7698	-22.2503	-23.8150	-29.7839	-31.2116	

对上述数据采用三次多项式的最小二乘曲线拟和, 得到泵阀关闭速度和冲次的拟和方程式为:

$$h' = -\frac{3.05}{10^5}n^3 + \frac{1.21}{10^2}n^2 - 1.62n + 53.61 \quad (4-9)$$

拟合曲线图如下。

图4-3 $45^{\circ} 7''$ 阀关闭速度和冲次拟和曲线图Fig.4-3 Fitting curve by closing velocity and stroke number of $45^{\circ} 7''$ valve

$45^{\circ} 7''$ 阀锥面下端的应力集中系数由上述有限元方法求解, 为 6.54。由此, 工程人员在求 $45^{\circ} 7''$ 阀的最高允许冲次或进行阀的校核时便可直接从以上拟和关系中求冲次或关闭速度, 同时代入应力集中系数由无冲击条件式 (4-8) 进行计算或校核。此方法可推广至其他结构的泵阀。

4.4 本章小结

高冲次钻井泵的泵阀在高频脉动循环应力的作用下，应力集中对泵阀的强度有严重影响，往往是冲击疲劳破坏的根源。但阿道尔夫无冲击理论只以平均应力为校核条件，忽略了应力集中的影响，同时由于其本身求解方程在关闭阶段的不适用性，该理论无法应用于实际。

本章通过构造泵阀的有限元冲击动力学模型，研究泵阀冲击时产生最大应力集中部位的受力特征及其影响程度，提出了基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件。该条件完善了泵阀运动特性的描述，解决了阿道尔夫无冲击理论存在的问题，揭示了泵阀冲击等效应力的分布规律，考虑了应力集中在交变应力作用下对加速泵阀失效所带来的危害性，所提出的方便该无冲击理论应用的方法具有一定的借鉴价值。将无冲击条件应用于泵阀设计，对延长泵阀的使用寿命有一定的指导意义。

第五章 钻井泵阀隙流场的分析简化及建模

5.1 前言

现有的研究成果表明,冲蚀磨损是引起泵阀失效的主要原因。它是由泥浆中携带的磨砺性固体颗粒所引起的,与阀隙流场的特性有着直接关系,因此,要揭示泵阀密封的失效机理,就必须充分了解阀隙流场钻井液的流速分布以及流动规律,研究阀盘、阀座与钻井液的相互作用机制。因此,本课题拟引用场的概念来描述阀隙间泥浆的流动状态和特性。分析阀隙流场就是研究处于阀隙内泥浆的流态,其几何空间是阀体外表面与阀座内表面之间形成的那段锥形管状环形空间。本章通过对泵阀阀隙流场进行简化和必要的假设,应用非牛顿流体、非稳定流理论,建立钻井泵阀隙流场的数学模型。

5.2 非牛顿流体理论^[34-39]

5.2.1 非牛顿流体理论

在石油矿场中,往复泵主要是用来输送含石英颗粒的泥浆的,因此这里所说的阀隙流场特点,主要指的是泥浆通过往复泵泵阀所形成的流场。

水、油和气等流体,具有较低的粘性,在低速下发生剪切变形时,其内摩擦力正比于流速梯度,即:

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy} \quad (5-1)$$

式中, μ ——常数液体粘度;

τ ——剪力(剪应力);

$\frac{du}{dy}$ 为剪速(速度梯度)。

这些流体就称为牛顿流体,式(5-1)被称为牛顿流体内摩擦定律。而另外一些工程上常见的流体,如高含蜡或沥青质的易凝原油,石油矿场用的泥浆,采油的增粘液,以及化工上的各种高分子溶液,它们的剪切变形规律与流动规律都与牛顿流体有别,统称为非牛顿流体。本课题所要研究的流体泥浆正是属于这种流体。

固体受力后将产生弹性变性,服从虎克定律,称为弹性体。而流体受力后则主要产生剪切变形,变形程度随粘性大小而不同,称为粘性体。粘性较低的流体一般属于牛顿流体,而粘性较高的流体多属于非牛顿流体。有些非牛顿流体不但具有粘性,而

且具有弹性，则成为粘弹性体。

非牛顿流体在化学上属于分散体系，一般分散相为颗粒较大的质点。根据颗粒分散程度，可分为：（1）悬浮液，颗粒大小约为0.2~0.1毫米；（2）胶状液，颗粒大小约为0.1微米~1.0微米；（3）分子溶液，颗粒极高度分散。分散性愈高，即颗粒愈微，愈不容易沉淀，静止时形成网状结构，称为结构性。结构性的强弱不但与颗粒大小有关，而且与颗粒形状和排列状况有关。颗粒表面的润湿性亦将直接影响界面张力，而形成不同厚度的液膜，增大了颗粒间的阻力。此外，分散相的性质，电荷的电位，分散相和离子浓度的大小，也都是影响粘度的原因。

实践证明了这一点：配制时间的长短，温度变化的历史和搅拌剪切的历史等都要影响其结构性和粘度。

可见，非牛顿流体的性质是很复杂的，许多微观机理至今也未能准确地给与解释。通常是采用实验方法建立切应力与剪速间的关系曲线，称为流变曲线。再按流变曲线结合理论分析，建立不同类型非牛顿流体的切应力与剪速间的数学表达式，这些表达式就是流变方程。

严格上来说，非牛顿流体的物理化学性质应该于时间有关的，但许多非牛顿流体是可以认为其切应力与剪速间的关系与时间无关或基本无关的，不会造成较大误差。在这种完全可以被接受的假释条件下，非牛顿流体分为下列三类：（1）塑性类型；（2）假塑性类型；（3）膨胀性类型。

泥浆属于塑性类型，这里将主要对此进行探讨，塑性类型的流变曲线见图5-1。

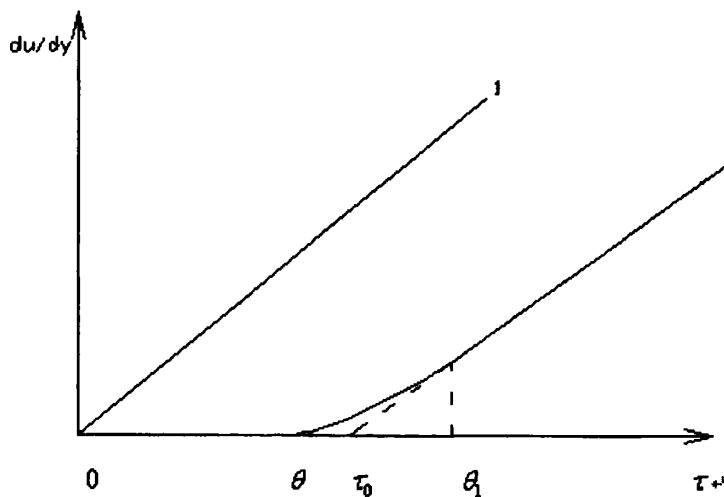


图5-1 塑性流体流变曲线

1—牛顿流体；2—非牛顿流体中的塑性类型

Fig.5-1 Rheological curve of plastic fluid

1—Newtonian fluid; 2—Plastic type in non-newtonian fluid

塑性类型流体受力后，不会立刻发生变形，这是由于其存在网状结构的原因，网状结构能承受一定的力，从而使得不能立即破坏。必须施加足以破坏其网状结构的力后，流体才会发生剪切变形开始流动。见图5-1中的曲线2，流动以后切应力与剪速间的关系不像曲线1牛顿流体那样呈直线变化，而是随剪速增大，切应力的增幅减弱，最终接近于牛顿流体。图中 θ 为开始发生流动时需要克服的切应力，称为极限静切应力。 τ_0 为直线段延长线与横轴交点处的虚拟切应力，称为极限动切应力。而 θ_1 为曲线段与直线段交点所对应的切应力，称为极限切应力上限值。

塑性类型流体，结构性较强，流动后经过短时间静止，其结构会恢复。

塑性类型非牛顿流体的流变方程的建立，如上所说主要是基于实验并结合经验来考虑的，公认的宾汉模式是根据塑性类型的流变曲线来建立的，形式见下式：

$$\tau = \tau_0 + \mu_p \frac{du}{dy} \quad (5-2)$$

宾汉模式也称宾汉定律，塑性类型亦称为宾汉型。 τ_0 就是上面所说的极限动切应力， μ_p 为结构粘度或称塑性粘度。低剪速时， μ_p 为变数，高剪速时 μ_p 变成常数。

5.2.2 塑性流体研究方法

总的来说，研究非牛顿流体的方法是和牛顿流体的研究方法类似的。例如，在管流中，体现质量守恒的连续性方程，体现能量守恒的伯努力方程，以及划分流态的原则等都是相一致的。区别就在于二者所采用的内摩擦定律是不同的。

这里主要考虑泥浆所属的塑性流体。在管流中，当作用的外力小于或等于极限静切应力时，流体不流动，属于静平衡状态。当作用的外力超过极限静切应力时流体开始流动，此时属于动平衡状态。静平衡状态属于简单的静力学问题，在这里不作说明了。

塑性流体在圆管中的稳定流分为结构流和紊流，下面简单介绍一下二者的流动规律。

非牛顿流体的结构流和牛顿流体的层流极其类似，例如，考虑塑性流体沿水平圆管在一定压差 p 的作用下，作结构流流动。和层流一样，液体流速沿管子半径分布也是类似的，也包括梯度区（管壁流速为零，流速向圆管内逐渐增加），流核区（流速相等）。随着流体整体流速的增加，流核区在不断扩大。

类比牛顿流体的雷诺数 Re ，塑性流体运用综合雷诺数 $Re_{\text{综}}$ 来判断塑性流体的具体流态。取：

$$Re_{\text{综}} = \frac{\rho u D}{\mu_p (1 + \frac{\tau_0 D}{6\mu_p u})} \quad (5-3)$$

式中, ρ ——流密度;

u ——流体速度;

D ——圆管直径。

而牛顿流体的雷诺数 $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$, 二者只是差了粘度和代数式修正项 $\frac{\tau_0 D}{6\mu_p u}$, 无本

质上的区别。

用综合雷诺数 $Re_{\text{综}}$ 来区分塑性流体是结构流还是紊流。实验表明二者的区分点在 $Re_{\text{综}} = 2000$, 就是说当 $Re_{\text{综}} < 2000$ 时为结构流, 当 $Re_{\text{综}} > 2000$ 时为紊流。

塑性流体水头损失计算式如下:

$$h_f = \lambda \frac{l}{D} \frac{u^2}{2g} \quad (5-4)$$

式中, λ 为塑性流体的摩擦因数, l 为流道长度。当流态为结构流时:

$$\lambda = \frac{64}{Re_{\text{综}}} \quad (5-5)$$

当流态为紊流时, λ 的经验公式较多, 常用下式:

$$\lambda = \frac{0.125}{\sqrt[4]{Re_{\text{综}}}} \quad (5-6)$$

不过实际中的用的 λ 值, 也可以根据塑性流体 λ 与综合雷诺数 $Re_{\text{综}}$ 的关系曲线来选择。

塑性流体局部阻力损失, 采用下式

$$h_f = \zeta \frac{u^2}{2g} \quad (5-7)$$

$$\text{或} \quad h_f = \lambda \frac{l_{\text{当}}}{D} \frac{u^2}{2g} \quad (5-8)$$

其中 ζ , $l_{\text{当}}$ 分别表示局部阻力系数和当量长度, 在流态为结构流时为变数, 一般随雷诺数的减小而增大; 在流态为紊流时, 可以认为二者为常数。关于这方面的经验及数据不太, 通常需要用实验确定。因实验条件的差异, 所得的结果会有较大出入, 因而需要查阅相关的资料。在进行粗略估算时, 可取牛顿流体的实验资料, 在此基础上加大一定的百分数。

以上介绍的是圆管中塑性流体流动的计算方法, 而本课题所研究的环形空间中的

塑性流体的流动问题将在下节中介绍。

5.3 阀隙流场的分析简化及建模

5.3.1 阀隙流场的特点

钻井泵阀的工作介质是泥浆。泥浆是由微小的固体、液体及各种物质组成的塑性非牛顿流体，其密度不断变化，内部成分不稳定。泵阀工作时，随着时间的变化，阀盘的位置也不断变化，因而阀隙出口截面也在不断变化，可见阀隙流场的运动是非常复杂的，具有如下特点：

- (1) 阀隙流场是窄缝隙，变截面的流动；
- (2) 流体（泥浆）为非牛顿型流体，不遵循牛顿内摩擦定律；
- (3) 流体流态为非稳定状态；
- (4) 流场内泥浆为多相体；
- (5) 流体存在不连续现象；
- (6) 流场的变化取决于泵的工作参数及工作状况等。

5.3.2 阀隙流场的分析简化

由阀隙流场特点的分析可知，非牛顿流体、窄缝隙变截面的泵阀阀隙流场是复杂的。为此，研究阀隙流场，首先应当在进行详细分析的基础上作必要的简化和假设。

泥浆属于塑性类型的非牛顿流体，其剪应力和剪速之间的关系与时间无关或基本无关。当加力到足以破坏其网状结构特性而发生剪切时，才开始流动，即切应力与剪速度成正比。在管流中，流体的连续性方程伯努利方程及划分流态的原则与牛顿流体是一致的。一元不稳定流理论同样适用于钻井中泥浆流态的研究。

依据流体工程力学的理论，流体是按雷诺数的大小来划分流态的。对于非牛顿流体的泥浆来说，关于环形空间中的塑性流体的流动问题，综合雷诺数 $Re_{综}$ 是流速 u 和流道直径 D 的函数

$$Re_{综} = \frac{\rho u D}{\eta_p (1 + \frac{\tau_0 D}{8\eta_p u})} \quad (5.9)$$

对于环形流道来说 $D = D_{外} - D_{内}$ ，当 $Re_{综}$ 小于 2000 时，流体的流态为结构流。沿程水阻力系数 λ 和水头损失 h_f 分别按下式计算

$$\lambda = \frac{96}{R_e} \quad (5-10)$$

$$h_f = \lambda \frac{L_t}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (5-11)$$

在工作中,随着泵阀的开启和关闭,阀盘的上下运动改变着流道的尺寸,泥浆的流速在很大的范围内变化,通常在十几米每秒左右。由工程流体力学可知,泥浆的抗剪能力随剪切速度的增大而减弱,最后接近牛顿流体。由于泥浆的结构性较强,结构流像牛顿流体一样,可以从理论分析得出流速分布、阻力分布、流量和平均流速以及沿程水头损失等的表达式。为此,对阀隙内流场进行如下的假设和简化:

- (1) 泥浆为一元牛顿非稳定流体;
- (2) 泥浆为均一连续不可压缩;
- (3) 在环形流道内各质点以阀盘轴线为对称。

5.3.3 阀隙泥浆流速数学模型的建立

将阀盘运动时间(或升距)分成若干个时刻(位置)点,在每个时刻阀隙的流速都应具有确定的分布规律。对应每一个时刻,在阀盘母线所在的平面内(图 5-2),沿阀盘母线方向将阀的密封长度分成若干等份。先求出对应每个升距(时刻)下的不同界面处阀隙内泥浆速度的分布规律,进而求得阀盘上升和下降过程中,泥浆流速的变化规律。

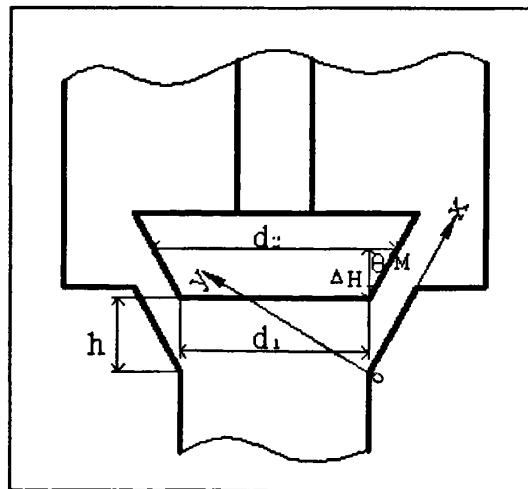


图 5-2 泥浆速度分布建模图

Fig.5-2 Velocity distribution modeling for slurry

由分析知道,阀隙中流体的速度是时间、位置的函数。

阀隙流的几何形状是圆锥形管体，并且其尺寸是随阀盘的运动而变化的，由于泥浆具有粘性，可以认为靠近边界面的流体附着在边界上。在任意时刻，靠近边界表面的薄层内的泥浆与该时刻阀盘和阀座具有相同的速度，因为阀盘速度较小，认为阀隙的液流速度为近似对称分布。

在曲柄的任意转角下，阀隙泥浆流速沿阀盘母线方向（切向）和垂直于母线方向（法向）都是变化的。经分析，本模型认为泥浆沿法向速度很小，且法向速度泥浆对泵阀破坏作用很小，可以忽略。因此，本模型切线方向（x）的速度分布进行分析。

设其速度分布规律为： $U_x(y) = Ay^2 + By + C$ (5-12)

根据质量守恒定律及边界条件，可以计算出系数A和B及C。建立如图1所示坐标系：

根据图，有如下几何关系存在：

$$\begin{aligned} d_2 &= d_1 + 2\Delta H \tan \theta = d_1 + 2(x \cos \theta - h \cos^2 \theta) \tan \theta \\ &= d_1 + (2x \sin \theta - h \sin 2\theta) \end{aligned} \quad (5-13)$$

对点 M(x,y)，则有如下关系：

$$x = \frac{\Delta H}{\cos \theta} + h \cos \theta \quad (5-14)$$

$$\Delta H = x \cos \theta - h \cos^2 \theta \quad (x > h \cos \theta) \quad (5-15)$$

有效断面积（有效断面为一锥曲面）：

$$S_x = \pi(d_2 h \sin \theta + h^2 \sin^2 \theta \cos \theta) \quad (5-16)$$

建立阀隙流量 Q_x 与液缸排量 Q_g 的关系：

$$Q_x = Q_g - \frac{\pi}{4} d_2^2 V_f \quad (5-17)$$

Q_g 求解公式见式 (2-2)。

在有效断面上对速度积分：

$$\int_{S_x} U_x(y) ds = Q_x \quad (5-18)$$

在 $y=0$ 处

$$U_x(0) = 0 \quad (5-19)$$

在 $y=h \sin \theta$ 处

$$U_x(h \sin \theta) = V_f \cos \theta \quad (5-20)$$

经三式联立求解，可得到 A, B, C 的表达式。

根据 (5-19) 有：

$$A \times 0^2 + B \times 0 + C = 0$$

得到: $C = 0$

根据 (5-20) 有:

$$A(h \sin \theta)^2 + B(h \sin \theta) = V_f \cos \theta \quad (5-21)$$

根据 (5-18) 有:

$$\int_0^{h \sin \theta} 2\pi(L - y) \cos \theta (Ay^2 + By) dy \quad (5-22)$$

$$\text{其中 } L = \frac{d_2}{2 \cos \theta} + h \sin \theta$$

可以得到:

$$A \left[\frac{L}{3} (h \sin \theta)^3 - \frac{1}{4} (h \sin \theta)^4 \right] + B \left[\frac{L}{2} (h \sin \theta)^2 - \frac{1}{3} (h \sin \theta)^3 \right] = \frac{Q_x}{2\pi \cos \theta} \quad (5-23)$$

与 (5-21) 式联立可解得:

$$A = \frac{V_f \cos \theta \left(\frac{L h \sin \theta}{2} - \frac{(h \sin \theta)^2}{3} \right) - \frac{Q_x}{2\pi \cos \theta}}{\frac{L (h \sin \theta)^3}{6} - \frac{(h \sin \theta)^4}{12}} \quad (5-24)$$

$$B = \frac{-V_f \cos \theta \left(\frac{L h \sin \theta}{3} - \frac{(h \sin \theta)^2}{4} \right) + \frac{Q_x}{2\pi \cos \theta}}{\frac{L (h \sin \theta)^2}{6} - \frac{(h \sin \theta)^3}{12}} \quad (5-25)$$

这样, 对于阀盘运动的任意时刻 (或升距), 只要求出此时流经阀隙的流量 Q_x , 就可以求出在该升距下, 沿密封锥面母线方向上任一位置的阀隙切向速度方程 $U_x(y) = Ay^2 + By$ 中的系数 A, B 进而求出各位置处的速度。

5.4 本章小结

本章引用场的概念来描述阀隙间泥浆的流动状态和特性, 总结分析了非牛顿流体的性质及研究方法。认为非牛顿流体与牛顿流体在体现质量守恒的连续性方程, 体现能量守恒的伯努力方程, 以及划分流态的原则等都是相一致的。一元不稳定流理论同样适用于钻井中塑性泥浆流态的研究。

在非牛顿流体理论的基础上, 分析并在一定假设的基础上简化了阀隙流场, 认为在环形流道内各质点以阀盘轴线为对称, 阀隙的液流速度为近似抛物线对称分布。在此基础上建立的流速数学模型在一定程度上反映了阀隙流场状态, 为阀隙流场的研究作出了初步探索。但该模型未考虑阻尼, 压力损失等因素, 要得到阀隙流场更精确的分布特点, 需要用更精确的计算流体方法甚至 PIV 实验进一步研究和验证。

第六章 钻井泵阀隙流场的 CFD 分析

6.1 前言

分析了钻井泵阀隙流场的研究方法后，可以对其进行更深入的研究。第五章建立基于边界层理论的阀隙流场速度分布数学模型虽然在一定程度上反映了流场分布，但该模型未考虑阻尼，压力损失等因素，与实际规律有一定的误差。要得到阀隙流场更精确的分布特点，需要用更精确的计算流体方法甚至 PIV 实验进一步研究和验证。本章采用计算流体力学 (CFD) 方法，利用 FLUENT 软件对钻井泵阀系流场进行仿真分析，以得到更符合实际的阀隙流场分布规律，为进一步研究泵阀的阀隙流场和冲蚀磨损打下坚实基础。

6.1.1 计算流体力学 (CFD) 简介^[40,41]

任何流体运动的规律都是由以下 3 个基本定律为基础的：(1) 质量守恒定律；(2) 牛顿第二定律（力=质量 \times 加速度），或者与之等价的动量定理；(3) 能量守恒定律。这些基本定律可由积分或者微分形式的数学方程（组）来描述。把这些方程中的积分或者（偏）微分用离散的代数形式代替，使得积分或微分形式的方程变为代数方程（组）；通过电子计算机求解这些代数方程，从而得到流场在离散的时间/空间点上的数值解。这样的方法称为计算流体（动）力学（Computational Fluid Dynamics），以下简称 CFD。有时也称流场的数值模拟、数值计算或数值仿真。

在流体力学基本方程中的微分和积分项中包括时间/空间变量以及物理变量。要把这些积分或者微分项用离散的代数形式代替，必须把时空变量和物理变量离散化。空间变量的离散对应着把求解域划分为一系列的格子，称为单元体或控制体（mesh, cell, control volume）。格子边界对应的曲线称为网格（grid），网格的交叉点称为网格点（grid point）。对于微分型方程，离散的物理变量经常定义在网格点上。某一个网格点上的微分运算可以近似表示为这个网格点和相邻的几个网格点上物理量和网格点坐标的代数关系（这时的数值方法称为有限差分方法）。对于积分型方程，离散物理量可以定义在单元体的中心、边或者顶点上。单元体上的积分运算通常表示为单元体的几何参数、物理变量以及相邻单元体中物理变量的代数关系（这时的数值方法称为有限体积方法和有限元方法）。所谓数值解就是在这些离散点或控制体中流动物理变量的某种分布，他们对应着的流体力学方程的用数值表示的近似解。由此可见，CFD 得到的不是传统意义上的解析解，而是大量的离散数据。这些数据对应着流体力学基本方程的近似的数值解。对于给定的问题，CFD 研究的目的在于通过对这些数据的分析，得到问题的定量描述。在这一点上 CFD 与实验研究有类似之处。另一方面，CFD

直接处理的是描述流动的数学模型：微分或积分形式的方程组及其边界条件。在这一点上，CFD 与理论流体力学又是相同的。

6.1.2 FLUENT 简介

FLUENT 是一个用于模拟和分析在复杂几何区域内的流体流动与热交换问题的专用 CFD 软件。FLUENT 的软件设计基于“CFD 计算机软件群的概念”，针对每一种流动的物理问题的特点，采用适合于它的数值解法在计算速度，稳定性和精度等各方面达到最佳。不同领域的计算软件组合起来，成为 CFD 软件群，从而高效率地解决各个领域的复杂流动的计算问题。该软件提供的网格自适应特性可让用户在很高的精度下得到流场的解。通过数值模拟，CFD 在很大程度上替代了耗资巨大的流体动力学实验，并大大缩短了设计周期，在科学的研究和工程技术中产生了巨大的影响^[41,42]。

本章在现有理论成果的基础上，利用 FLUENT 模拟阀隙流场，深入分析研究阀隙流场的流速及其分布规律，为深入研究泵阀磨损失效的机理提供有效的方法和理论依据。

6.2 钻井泵阀隙流场的二维 CFD 分析

6.2.1 仿真模型及控制方程

GAMBIT 是 FLUENT 软件包的前处理模块，用于建立几何结构和网格的生成。根据第五章简化的阀隙流场，本文在 GAMBIT 中建立二维简化模型。以油田大量使用的 7" 阀为例，选取锥角为 45° （锥角为锥阀母线与轴线之间的夹角），用迭代法计算阿道尔夫精确微分方程，取曲柄转角 $\varphi=35^\circ$ ，阀盘升距 $h=20\text{ mm}$ ，速度 $V_{\text{盘}}=1.4\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ （方向向上）时刻进行建模仿真。阀隙流场几何模型的网格图如图 6-1 所示。

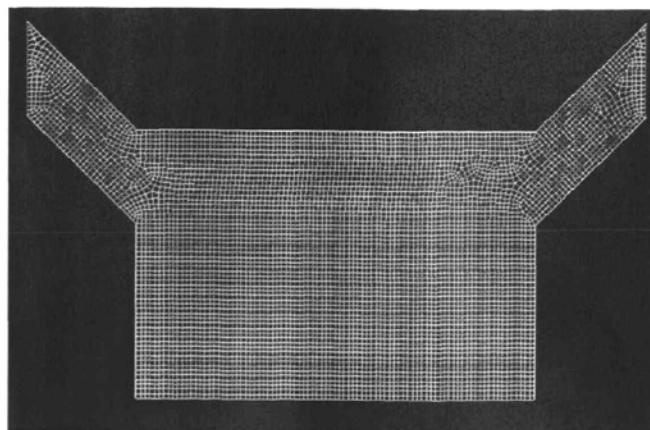


图 6-1 二维阀隙流场模型的网格图

Fig.6-1 Arrow diagram for two-dimension flow field of the valve play

流体为不可压缩流体, 忽略质量力的影响, 而且阀隙内流体为定常流动, 列出控制方程如下:

$$\text{流量连续性方程: } \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (6-1)$$

$$\text{N-S 方程: } \begin{cases} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u_x = u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 u_y = u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 u_z = u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{cases} \quad (6-2)$$

以上两式中, ρ ——流体密度;

u_x 、 u_y 、 u_z ——分别为流体速度沿 x 轴、 y 轴、 z 轴方向的投影;

p ——流体压强;

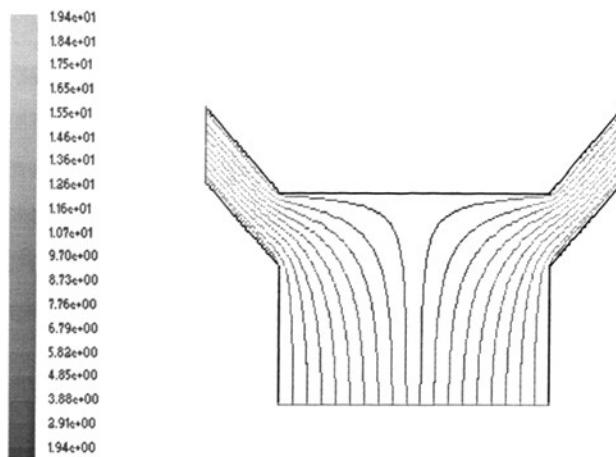
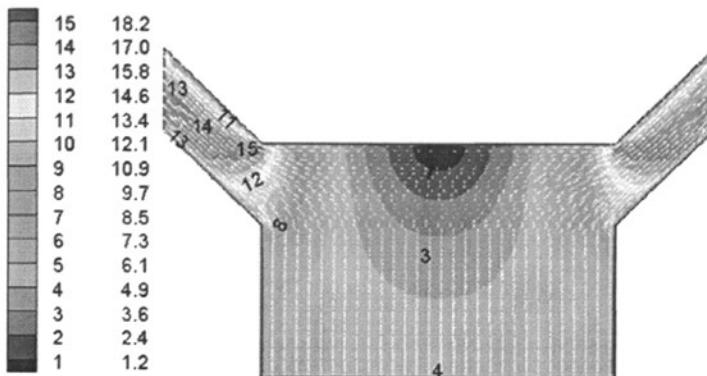
ν ——流体的运动粘度。

6. 2. 2 FLUENT 仿真结果

设置模型中求解器为非耦合隐式算法, 设置该时刻下流体为定常流动, 液流为标准 $k-\varepsilon$ 两方程湍流模型 (即 K-epsilon [2 eqn]湍流模型), 选择能量方程 Energy Equation。钻井液密度为 $1.5 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 等压比热为 $2800 \text{ J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$, 导热系数为 $1.5 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{K})$, 粘度为 $10^{-3} \text{ kg} / (\text{m} \cdot \text{s})$ 。在边界条件的设置中, 阀座入口速度为 $5.31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (由液流连续条件得出), 温度为 313 K , 湍流强度为 5%; 出口边界温度为 323 K , 湍流强度为 5%; 设置动边界阀盘向上速度为 $1.4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (考虑了魏斯特法尔现象)。

(1) 45° 锥阀阀隙流场分析

计算结果如图 6-2、图 6-3 所示。其中图 6-2 为 FLUENT 后处理所得到的流线图, 图 6-3 为经 TECPLT 软件后处理所得的矢量速度图。其中速度矢量图中标识部分第一列数值为标记数字, 第二列数值为速度大小值。

图 6-2 45° 锥阀阀隙流场流线图Fig.6-2 Streamlined diagram for field model of the 45° valve play图 6-3 45° 锥阀阀隙流场速度矢量图Fig.6-3 Velocity vector diagram for flow field of the 45° valve play

从图 6-2、图 6-3 中可以看出，流体在进入阀隙流道的过程中发生转向，当流体完全流入阀隙以后，几乎是沿平行于阀盘母线的方向流动，直至流出阀隙，验证了阀隙流场流速数学模型抛物线分布的正确性。在沿阀隙长度方向流动的过程中，由于环形截面面积的增大以及流动中的能量损失，流体速度缓慢减小。

在阀隙流场中，速度最大的位置是阀盘两底角处，此处受到泥浆很强的冲刷作用，密封圈容易被撕裂造成泄漏。这是因为在阀盘两底角处（标记数字为 15 处），速度的大小是由竖直向上流动和阀盘底部部分流动的速度之和，同时此处结构发生突变，过流断面面积突然减小，流速增大，压力减小。流体的流动为紊流状态，流动中产生的热量不能及时扩散，使得流体内能增加。另外，在垂直于母线的截面中，中点处的速度最大，并渐渐沿两侧减小。但两侧流体的速度并不是对称分布的，在靠近阀座的下侧流体速度减少比较缓慢，速度比靠近阀盘的上侧也要大。这个结论对泵阀密封圈的安

装有一定的参考价值。如果只在阀盘或阀座上安装密封圈的话，密封圈应安装泥浆速度较小的一侧，即阀盘上，以减少泥浆对密封圈的冲蚀磨损。

结合泵阀失效机理，可以得出，流速越大流体对壁面的磨粒磨损就越大。泥浆颗粒对阀隙两壁面的作用力可以分解为切向力和法向力。切向力使颗粒沿平行于锥面的方向滑动，带有锐利棱角并具有合适角度的颗粒便能切削材料直接形成磨屑。法向力使颗粒刺入材料表面，使其表面上形成压痕和凹坑。由于阀隙流场中流体速度方向几乎平行于锥面母线方向，所以流体对阀隙两壁面主要是切向冲刷作用，与现有的研究成果一致。可见，提高材料的硬度、改变流体的流速可以适当地降低阀盘和阀座的磨损，减少其失效行为。

（2）不同锥角泵阀隙流场对比

为了进一步探讨阀隙流场流速分布与锥阀不同锥角的关系，本文分别选取了锥角为 30° 、 35° 、 60° 的锥阀（不同角度锥阀阀盘下底面直径一定），在曲柄转角 $\varphi=35^\circ$ ，阀盘升距 $h=20\text{ mm}$ 时刻进行仿真计算，结果如下。

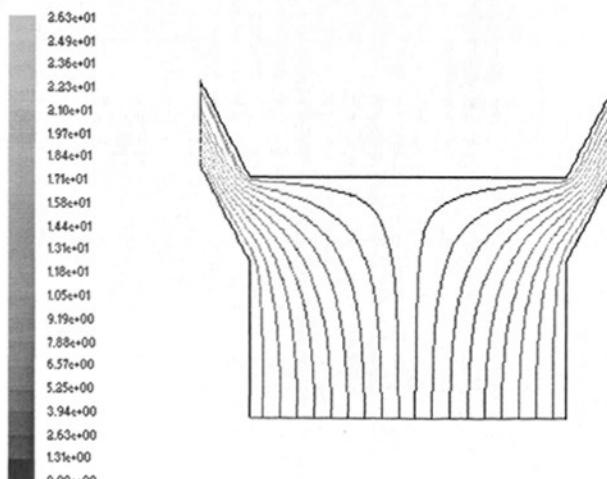


图 6-4 30° 锥阀阀隙流场流线图

Fig.6-4 Streamlined diagram for flow field of the 30° valve play

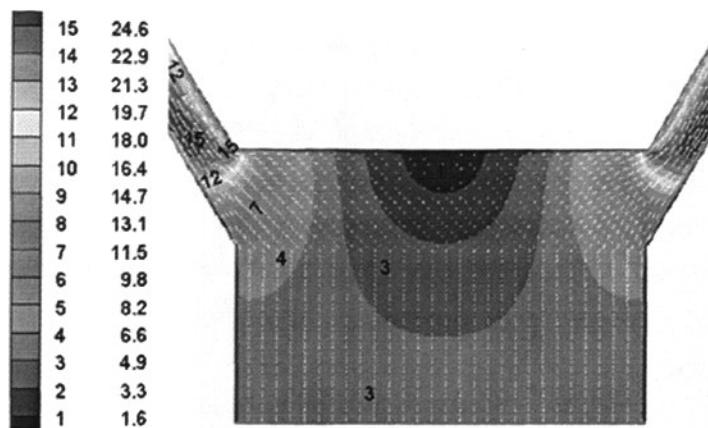


图 6-5 30° 锥阀阀隙流场速度矢量图

Fig.6-5 Velocity vector diagram for flow field of the 30° valve play

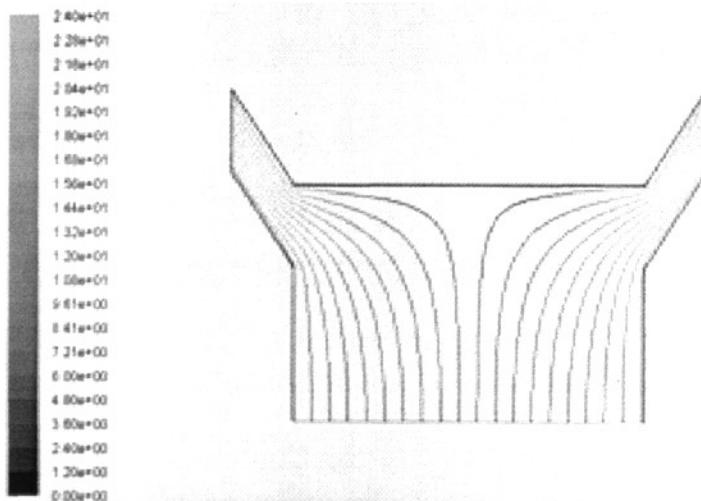


图 6-6 35° 锥阀阀隙流场流线图

Fig.6-6 Streamlined diagram for field model of the 35° valve play

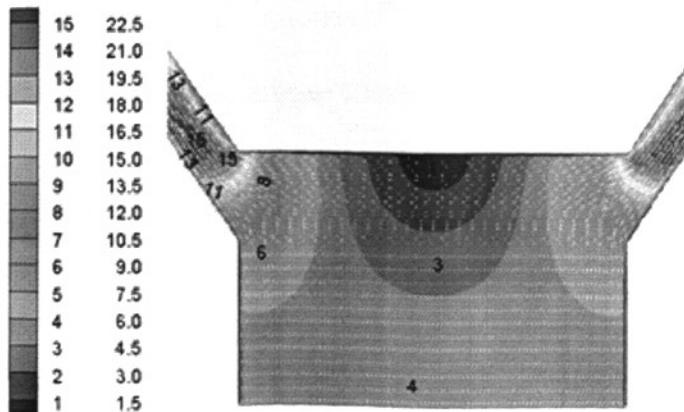
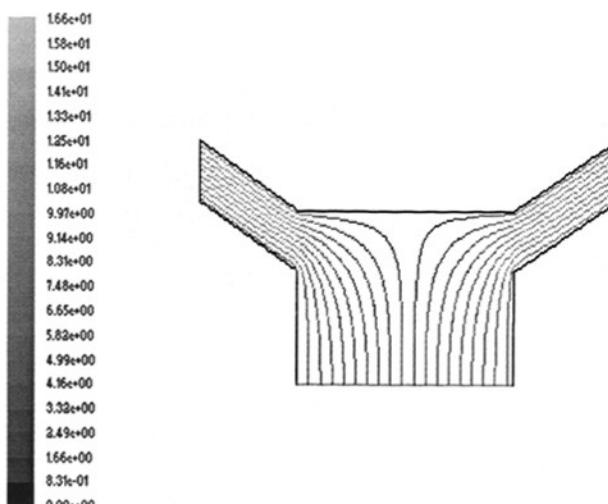
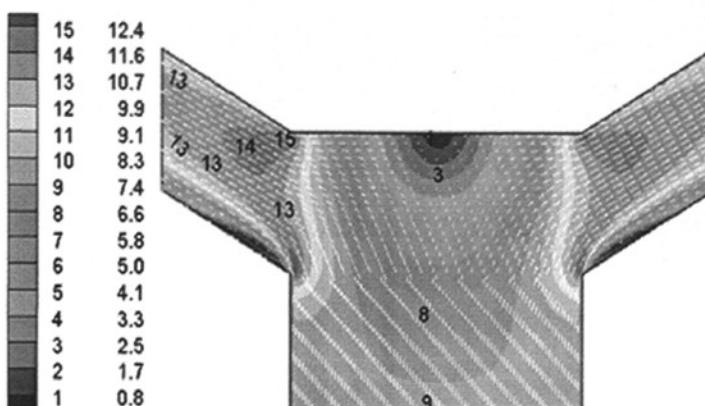


图 6-7 35° 锥阀阀隙流场速度矢量Fig.6-7 Velocity vector diagram for flow field of the 35° valve play图 6-8 60° 锥阀阀隙流场流线图Fig.6-8 Streamlined diagram for flow field of the 60° valve play图 6-9 60° 锥阀阀隙流场速度矢量图Fig.6-9 Velocity vector diagram for flow field of the 60° valve play

对比以上各图,可以得出,在 30° 至 60° 锥阀之间,阀隙流场中流体速度除大小不等外,分布形式几乎相同,即流体速度几乎平行于母线方向,近似成抛物线分布;阀盘两底角处和垂直于母线的截面中点处速度最大,并渐渐沿两侧减小,但靠近阀座的下侧流体速度要比靠近阀盘的上侧大(这个结论随着锥角的增加而变得不明显,锥角增加至 60° 时靠近阀盘的上侧稍大)。

此外,从结果中可以得出一个更重要的结论:在阀盘下底面直径一定的情况下(对

应的阀座孔入口直径一定), 随着锥阀锥角的增大, 阀隙流场流速不断减小, 且幅度较大。由上面的分析可知, 流体对阀座和阀盘的壁面主要是切向冲刷作用, 而钻井液的切向冲刷作用是造成泵阀密封圈的破坏失效的主要原因, 所以可以得出, 阀盘下底面直径一定时, 锥阀阀盘锥角的增加可以使阀隙流场流速减小, 进而可以有效地改善泵阀密封圈与泥浆的磨损状态, 从而提高泵阀密封圈的寿命。

本文分别选取不同锥角的锥阀在其他时刻下进行了仿真计算, 验证了上述结论的正确性。限于篇幅, 此处不再详述。

6.3 钻井泵阀隙流场的三维 CFD 分析

在二维模型计算过程中忽略了阀箱出口及流道的不对称性, 将锥阀简化为轴对称的模型, 计算结果不可避免地会产生误差。所以, 本文对同结构的锥阀在三维模型下的流动情况进行了仿真分析, 并与二维模型的仿真结果进行对比。

选取 $45^{\circ}7''$ 阀在曲柄转角 $\varphi=35^{\circ}$, 阀盘升距 $h=20\text{ mm}$, 速度 $V_a=1.4\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (方向向上) 时刻建立三维流动阀隙流场模型, 同时在模拟时还考虑了重力环境的影响。三维模型网格图见 6-10。

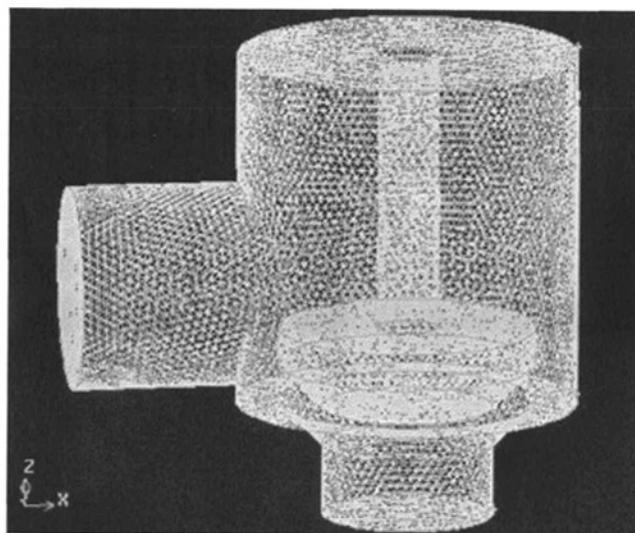


图 6-10 三维阀隙流场模型网格图

Fig.6-10 Arrow diagram for three-dimension flow field of the valve play

经 FLUENT 仿真计算, 得到阀隙流场迹线图和速度矢量图分别如图 6-11 和 6-12 所示。

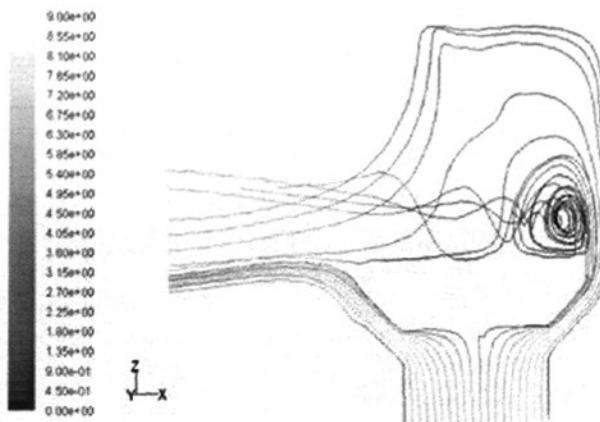


图 6-11 三维阀隙流场迹线图

Fig.6-11 Streamlined diagram for three-dimension flow field of the valve play

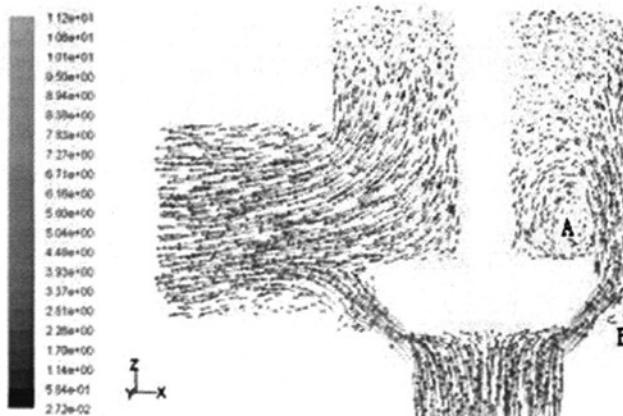


图 6-12 三维阀隙流场速度矢量图

Fig.6-12 Velocity vector diagram for three-dimension flow field of the valve play

从以上两图中不仅可以得出与以上二维仿真结果相同的结论，而且可以进一步看出：

(1) 在三维阀隙流场中，流场并不完全对称。因为泵只有左边一个出口，右侧是固壁。左边阀隙内的流体直接从出口流出，而右侧阀隙的流体需要碰到壁面发生转向，到达阀盘上方绕过阀杆，才能从左边出口流出；

(2) 由于右侧避面和发干的存在，使流体形成绕流和环流，导致右侧阀腔内流动紊乱，出现漩涡（见图中 A 处）；在阀隙出口阀座上侧，由于过流断面面积增大，也有旋涡产生。

而在二维的仿真过程中，以上现象并忽略了。但在重点研究阀隙流场处，二维仿真与三维仿真结果几乎一致，并且二维仿真在小流量计算时与理论计算结果非常接近^[48]，所以尽管三维仿真结果较为符合实际规律，但其耗时太多，计算费用昂贵，所以

进行仿真计算时要根据实际的仿真问题和研究目的要求, 进行仿真建模。如果二维的计算结果和可视化结果能满足仿真目的, 使用二维仿真结果。

6.4 本章小结

本章针对钻井泵阀冲蚀磨损严重的特点, 对钻井泵阀隙流场进行了 CFD 分析, 得到阀隙流场在某一时刻泥浆流速的分布规律, 得到以下结论:

- (1) 阀隙流场中流体速度几乎平行于母线方向, 近似成抛物线分布;
- (2) 阀盘两底角处钻井液速度最大, 该处密封圈容易被撕裂造成泄漏, 建议密封圈不要安装到此处;
- (3) 阀隙流场垂直于母线的截面中点处流体速度最大, 并渐渐沿两侧减小。但靠近阀座的下侧流体速度要比靠近阀盘的上侧大, 这对密封圈的安装部位有一定的指导意义;
- (4) 当阀盘下底面直径一定时, 锥阀阀盘锥角的增加可以有效地改善泵阀密封圈与泥浆的磨损状态, 从而提高泵阀密封圈的寿命;
- (5) 三维仿真结果中, 阀隙流场并不对称, 得到了二维流场中忽略的结果。但二维仿真结果已达到研究目的, 而三维仿真耗时太多, 费用昂贵, 计算复杂造成精度下降, 目前研究主要集中在二维方面。

第七章 钻井泵阀隙流场的 PIV 实验分析

7.1 前言

钻井泵阀隙流场的 CFD 分析能够在很大程度上解决流场的可视化研究问题，但目前对钻井泵阀的研究也仅限于此，未成功进行过泵阀隙流场的实验研究。由于实验手段能直观、准确的表达流场的真实物理形态，因此实验数据对泵阀的研究、设计以及改善其性能和效率起着不可替代的指导作用。PIV（粒子图像测速）技术是一种基于流场图像互相关分析的非接触式流场测量技术。该技术能够无扰动并且精确有效地测量流场的流速分布形式，目前在各领域应用得非常广泛^[49,50]。通过泵阀模型实验，运用 PIV 技术可以获得泵阀模型阀隙流场的实际分布，依此验证之前 CFD 仿真研究的正确性并加以完善，从而丰富阀隙流场的研究。本文在国家自然基金的支持下，在与张良同学、殷鑫和乔舰师弟的合作中，通过先进的 PIV 实验设备和精心准备实验装置，较成功地完成了泵阀流场的 PIV 测量实验。

7.2 PIV 技术简介

PIV (Particle Image Velocimetry) 即粒子成像测速技术，是现今测量瞬变流场最先进的手段。其检测过程如下：在流场中布撒大量示踪粒子（小于10微米）跟随流场运动（空气中使用空心玻璃微珠或者液体小颗粒烟雾，水中使用密度接近水的空心玻璃微珠，泥浆中使用密度接近于泥浆的粒子），把激光束经过组合透镜扩束成片光照明流场，使用数字相机拍摄流场照片，得到的前后两帧粒子图像，对图像中的粒子图像进行相关计算得到流场一个切面内定量的速度分布。进一步处理可得流场涡量、流线以及等速度线等流场特性参数分布，上述原理如图7-1所示。

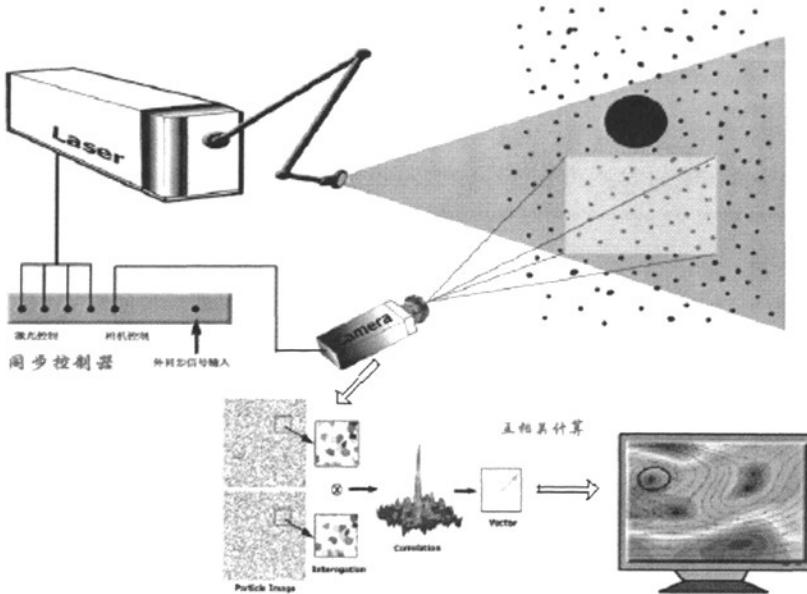


图7-1 PIV检测原理图

Fig.7-1 Schematic diagram of PIV

PIV硬件设备包括：照明激光器、同步控制器、图像采集板、高速数字相机和计算机^[56]。（见图7-1）

双脉冲激光器组作为照明光源，产生照明流场的脉冲片光源；跨帧数字相机通过单次触发瞬间捕捉两帧图像，保持与脉冲激光器的完全同步；同步控制系统保证各部分协调工作；图像板将数字相机的信号数据实时的传输到计算机内存中；计算机用于存储图像采集板提供的图像数据，通过粒子图像测速系统软件可以实时完成速度场的计算、显示和存储^[56]。

PIV软件系统运行流程见下图：

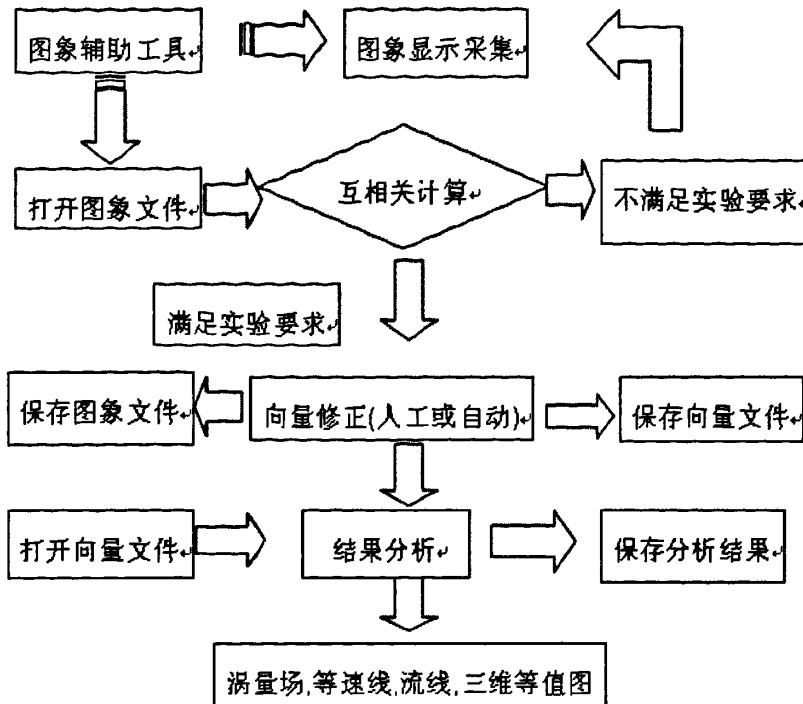


图7-2 PIV软件系统运行流程

Fig.7-2 Running process of PIV software system

示踪粒子的选择是需要注意的，由于PIV是通过拍摄影像来间接反映所要测试的流场，因此示踪粒子对流场运动的跟随性和对光的散射性将直接影响到流场测试的准确性。故在PIV测试中，人们对用作流场显示的示踪粒子提出了一系列要求：

- (1) 粒子的比重尽可能与实测流体相一致；
- (2) 尺度要很小；
- (3) 粒子形状尽量接近球形并能提供足够高的光散射效率。

在已知的时间间隔 Δt 内，跟随流体运动的示踪粒子被由脉冲激光器发出，经过透镜组作用的片光照射将粒子的瞬间位置记录在CCD芯片上。如果我们知道在 t_1 与 t_2 这两个时刻同一颗粒微团的位移变化，从记录所得颗粒图像中，根据速度的定义式就可以获得颗粒群在 t_i 时刻的运动速度，见下式：

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (7-1)$$

一般地，在应用PIV技术时，有三个假设^[56]：

- (1) 示踪粒子跟随流体运动

由于PIV技术是通过测量示踪粒子的运动速度来测量流体运动速度，这就要求示踪粒子相对于流体有很好的跟随性。直径 $d \leq 10 \mu m$ 的示踪粒子与流体跟随性比较好；

(2) 示踪粒子在流场中均匀分布

如果示踪粒子在流场中没有均匀分布，则在粒子浓度过大或过小处容易产生明显的错误向量。通过实施向量修正可以去除部分错误向量，但如果错误向量过多时，则无法完全去除；

(3) 判读区内具有唯一的速度

7.3 钻井泵阀实验模型的设计

钻井泵阀实验模型应该满足下列几点要求：

- (1) 根据 PIV 测量技术的要求，阀隙周围的空间应该是透明的，以便于光线的透过；
- (2) 必须有一定的承受压力的能力，这是为了尽量模拟原工况的高压条件；
- (3) 材料最好能适合机械加工，以便制造，减少材料费用和制造费用。

依据上面的要求，本实验模型选用有机玻璃塑料，主要考虑到其的特点：具有综合优良的物化性能，优良的透明度和光泽度，透光率 $\geq 90\%$ ，机械强度较高，常常被用来加工各种光学镜片以及各种车灯灯罩等，能满足实验要求。考虑到实际情况，要想完全的模拟出实际工况几乎是不可能的，实际排出阀的出口压力会超过 40 MPa，没有能承受这么大压力而又透明的材料，会给实验带来不可预见的危险性。本课题借助动力学相似原理，构建一个动力学条件和实际相似而压力又不大的工况。

泵阀模型实验装置由泵阀实验模型、模型支架、管路、水泵和水箱五部分组成，其中泵阀实验模型的设计制作是整个实验装置的关键。泵阀模型的设计参考了油田在用7#阀的结构参数，考虑到动力学相似原理，取线性长度4: 1的比例缩小泵阀结构。模型主体由上、下盖，上、下阀腔，阀盘和阀座构成，综合考虑强度和透视效果，实验装置采用有机玻璃加工而成，此外还有若干密封圈、复位弹簧和四根金属螺柱拉杆。

在符合相似原理和 PIV 实验要求的条件下设计泵阀模型（图 7-3~7-5）。为最大限度地消除阀盘阀座模型的锥形弧面对光线折射、反射的影响，通过反复试验比较，最终采用离轴测试工作方式，当相机与模型对称轴夹角为 $20^\circ \sim 25^\circ$ 时，折射、反射影响较小，可以获得较大的阀隙流场的清晰图像。由于流场区域狭窄，流速快，常规镜头不能满足拍摄要求，所以选用了较为先进的微距镜头（型号：尼康 AF-S VR Micro-Nikkor 105mm f/2.8G IF-ED）。图 7-6~7-8 是实验相关方法和装置图。

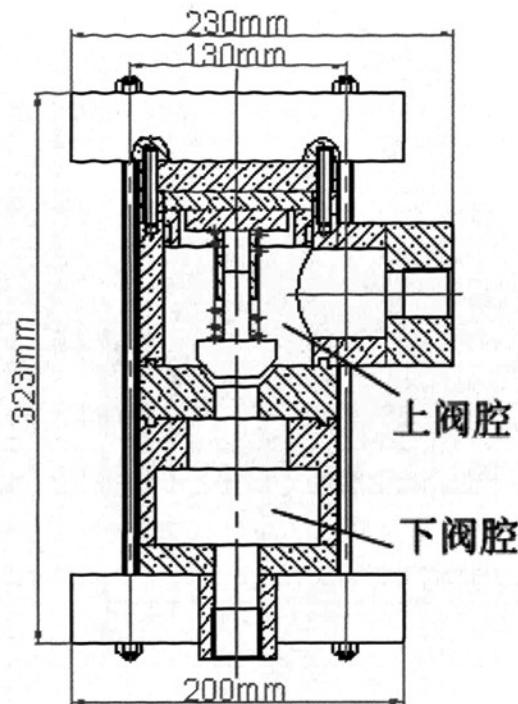


图 7-3 模型结构剖视图

Fig.7-3 Cutaway view of experimental model

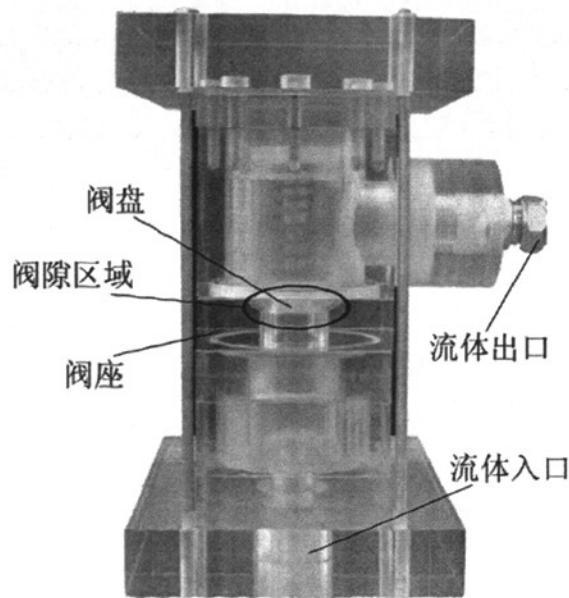


图 7-4 模型实物图

Fig.7-4 Material object of experimental model

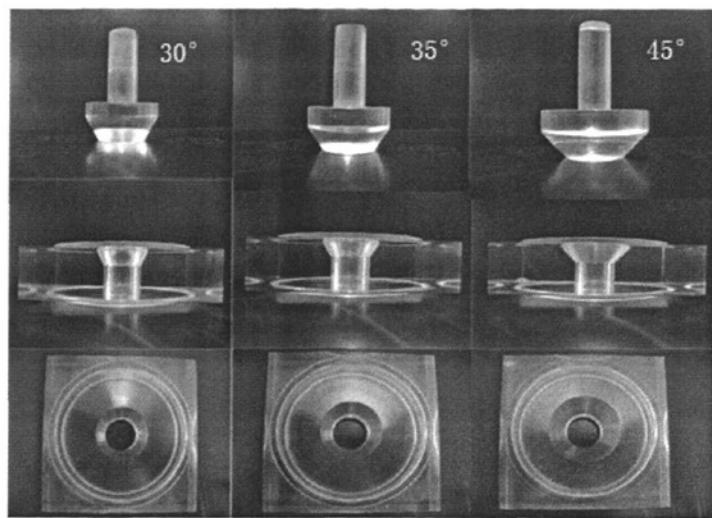


图 7-5 阀盘阀座模型实物图

Fig.7-5 Material object of valve discs and seats in experimental model

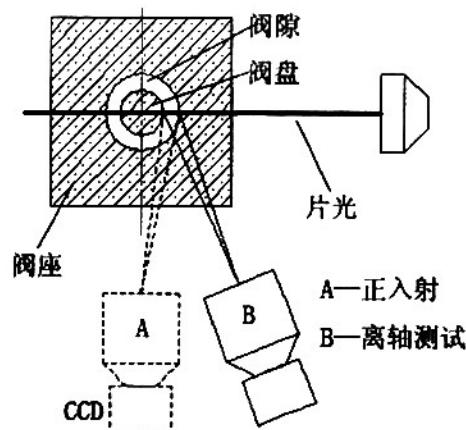


图 7-6 正入射与离轴测试工作方式示意图

Fig.7-6 Schematic diagram for working mode of normal incidence and off-axis measurement

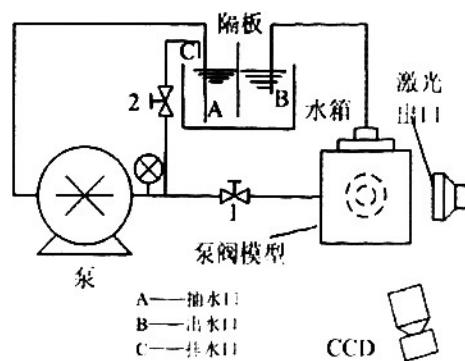


图 7-7 实验系统简图

Fig.7-7 Schematic diagram of experimental system

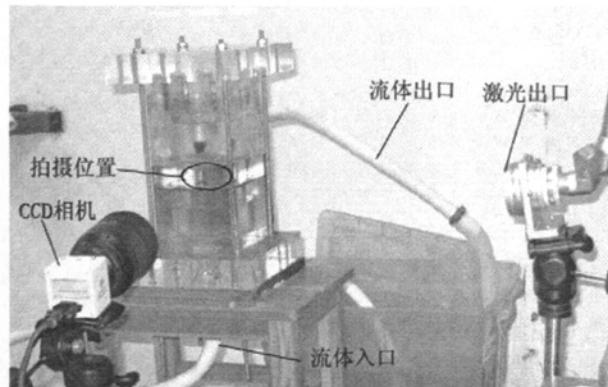


图 7-8 泵阀模型、激光器和相机位置实景图

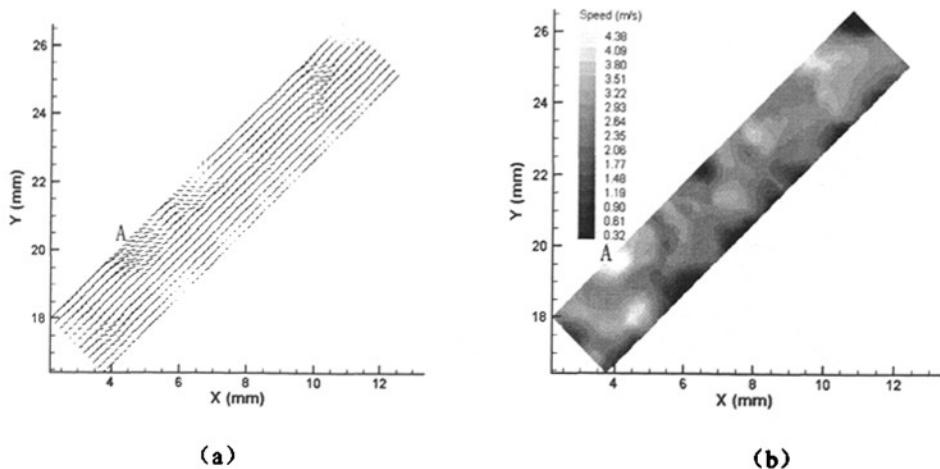
Fig.7-8 Position relationship among the model, laser and camera

7.4 实验结果分析

7.4.1 示踪例子为空心玻璃微珠的实验结果

实验模型中阀盘阀座的锥形弧面对光线折射的影响大小很大程度上决定着实验结果的精确度。除了采用离轴测试工作方式可以有效减少影响外，选用不同的示踪粒子也有不同的效果。荧光粒子能有效地消除锥形弧面光线折射的影响，保证图像质量，从而保证了计算精度；而空心玻璃微珠受光线折射的影响较大，图像中阀隙流场上下边界处易产生模糊，向量修正不能完全消除错误向量，计算精度会受到影响。

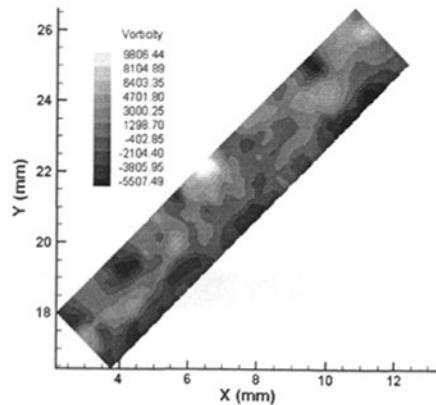
采用空心玻璃微珠作为示踪粒子， 45° 锥阀在升距 $h=4\text{ mm}$ 时的实验结果，见图 7-9~7-10。

图 7-9 45° 锥阀在 $h=4 \text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-9 Flow field state of the 45° valve play at $h=4 \text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

图 7-10 45° 锥阀在 $h=4 \text{ mm}$ 时流场涡量分布图Fig.7-10 Vorticity distribution map of the 45° valve play at $h=4 \text{ mm}$

分析该工况的流场特性, 可得以下结论:

- (1) 在阀盘底角处 (结果图中计算区域沿阀隙向阀座入口处延伸, 阀盘底角见图7-9 (a) A处), 阀隙流场流速方向发生了明显的转向, 速度较大, 局部冲蚀严重; 而在底角偏上的阀盘壁面附近却存在流速较小的区域, 容易形成涡旋, 滞留固体颗粒;
- (2) 阀隙流场的中间区域亮度较高, 平均流速较大, 流向较为一致; 而在上下壁面附近亮度偏暗, 流速偏低, 流速方向发生较多变化; 此外, 实验测得阀隙入口端

的速度明显高于出口端，因此泵阀密封圈应当安装在阀盘的上部，以减轻冲蚀磨损；

(3) 阀隙上下壁面的涡量绝对值明显高出中间区域，且上壁面涡量多为正值，下壁面则大部分为负值。实际工况下，钻井泥浆中的磨砺性固体颗粒容易在两壁面区域聚集，并在泵阀关闭时挤压在阀盘和阀座的配合面，成为诱导泵阀失效的隐患。

本次测量实验选取了锥角为 30° 、 35° 和 45° 的锥阀，对不同锥角阀盘在升距 h 为 3 mm 、 4 mm 和 5 mm 时的阀隙流场进行测量。通过分析发现，9种工况都有以上结论，见图7-11~7-26（其中 45° 锥阀在升距 $h=4\text{ mm}$ 时的实验结果见图7-9~7-10）。

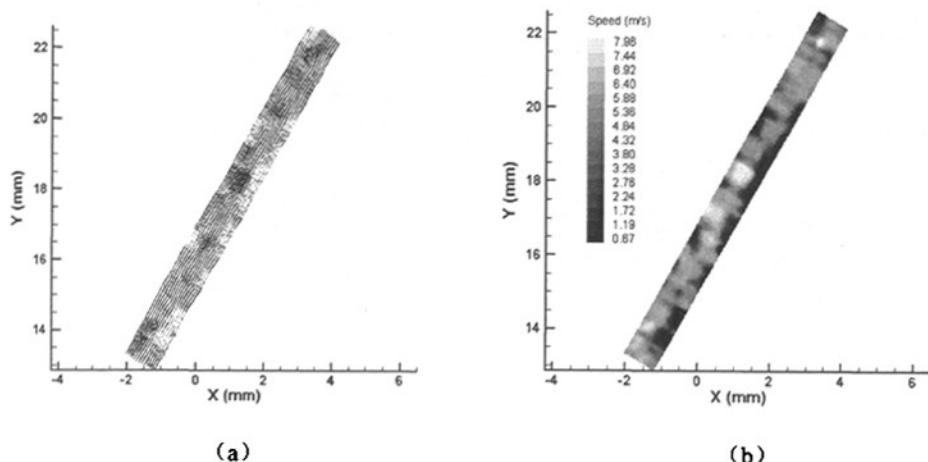


图 7-11 30° 锥阀在 $h=3\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-11 Flow field state of the 30° valve play at $h=3\text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

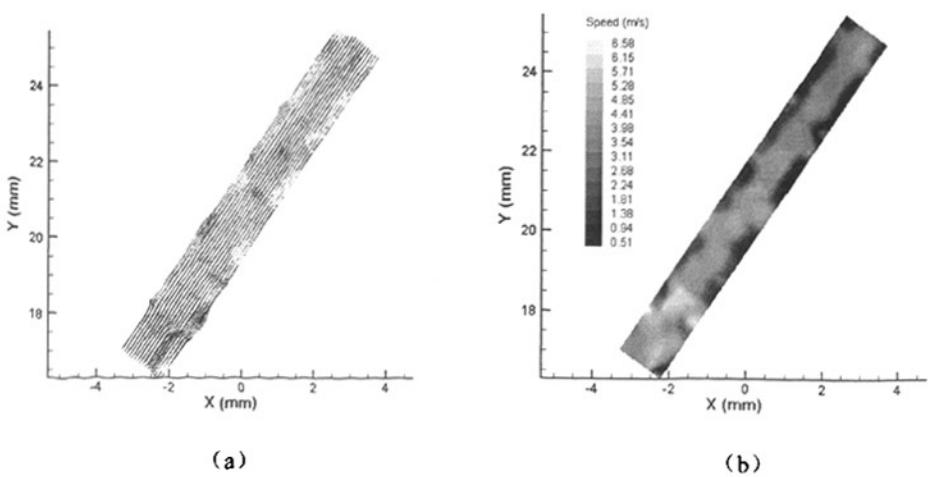
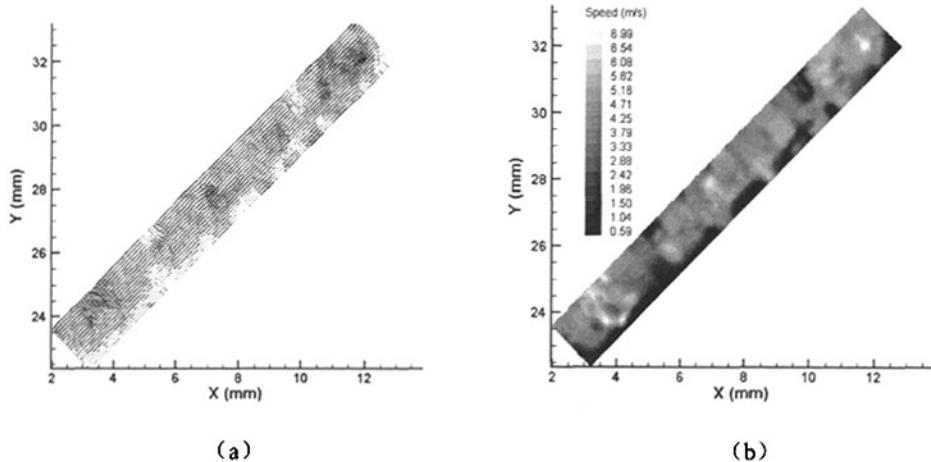


图 7-12 35° 锥阀在 $h=3\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-12 Flow field state of the 35^0 valve play at $h=3\text{ mm}$

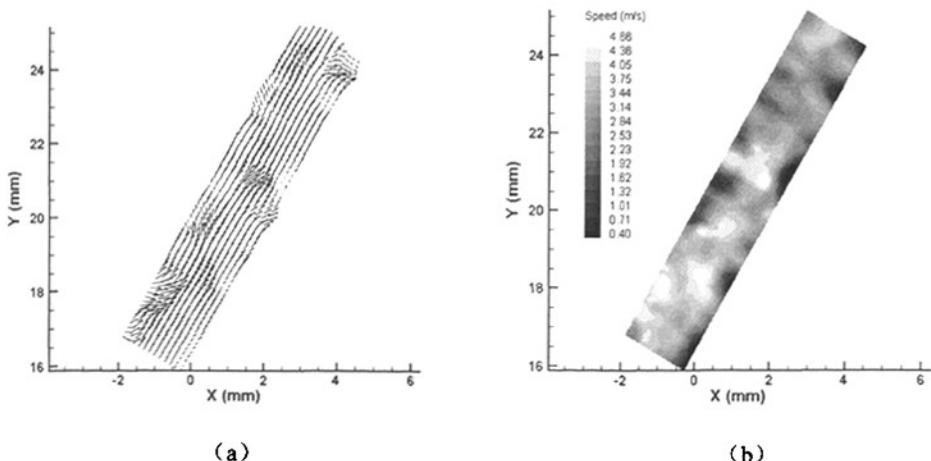
(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

图 7-12 35^0 阀隙在 $h=3\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-13 Flow field state of the 45^0 valve play at $h=3\text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

图 7-13 45^0 阀隙在 $h=3\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-13 Flow field state of the 45^0 valve play at $h=3\text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

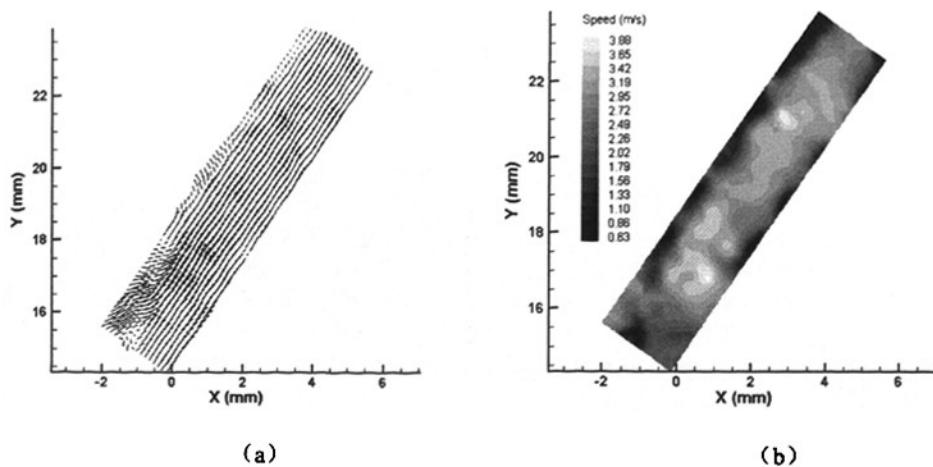


图 7-15 35° 锥阀在 $h=4\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-15 Flow field state of the 35° valve play at $h=4\text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

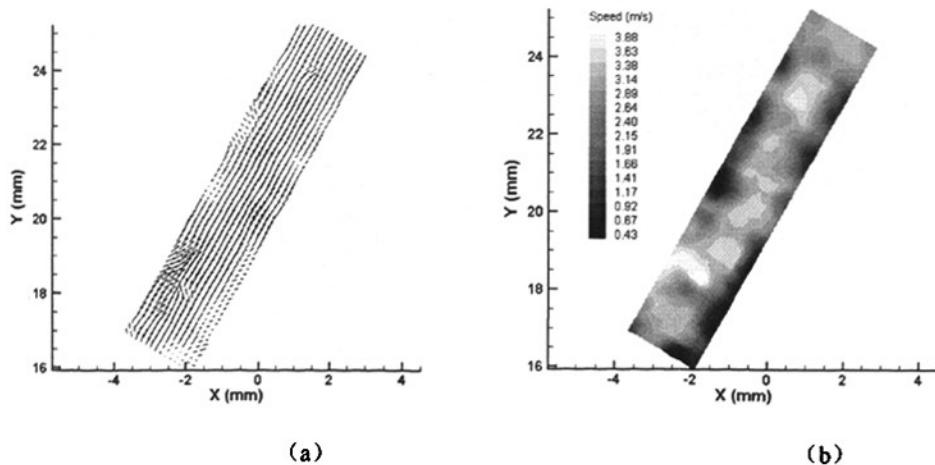
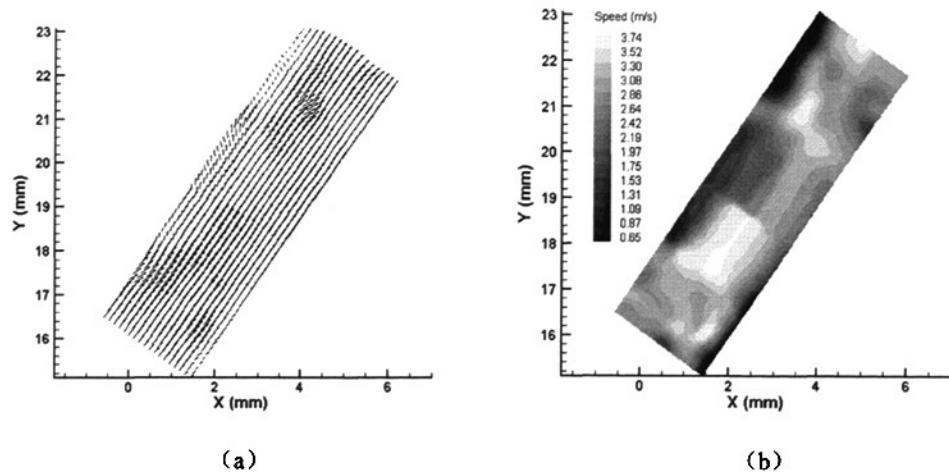


图 7-16 30° 锥阀在 $h=5\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-16 Flow field state of the 30° valve play at $h=5\text{ mm}$

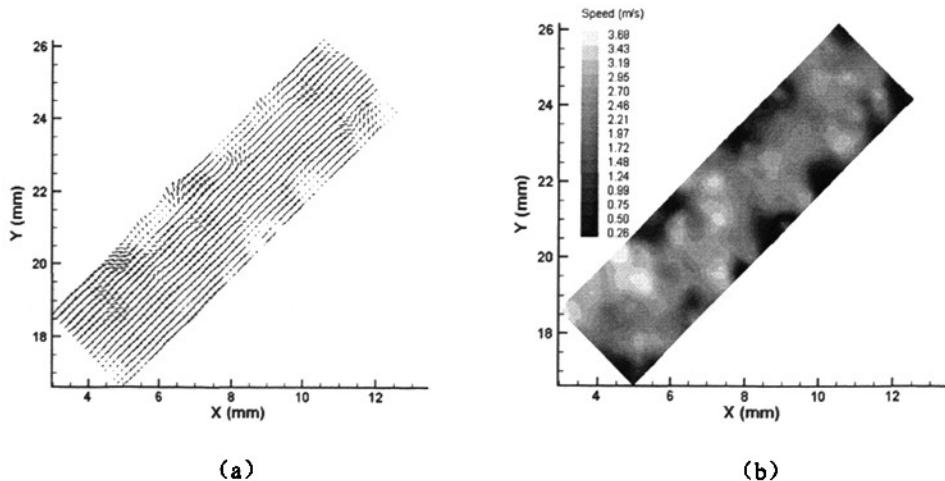
(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

图 7-17 35^0 锥阀在 $h=5\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-17 Flow field state of the 35^0 valve play at $h=5\text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

图 7-18 45^0 锥阀在 $h=5\text{ mm}$ 时阀隙流场状态

(a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图

Fig.7-18 Flow field state of the 45^0 valve play at $h=5\text{ mm}$

(a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map

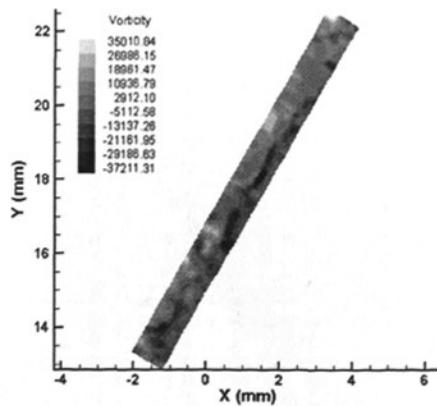


图 7-19 30° 锥阀在 $h=3\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-19 Vorticity distribution map of the 30° valve play at $h=3\text{ mm}$

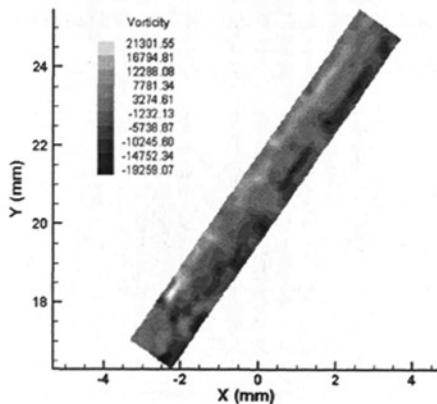


图 7-20 35° 锥阀在 $h=3\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-20 Vorticity distribution map of the 35° valve play at $h=3\text{ mm}$

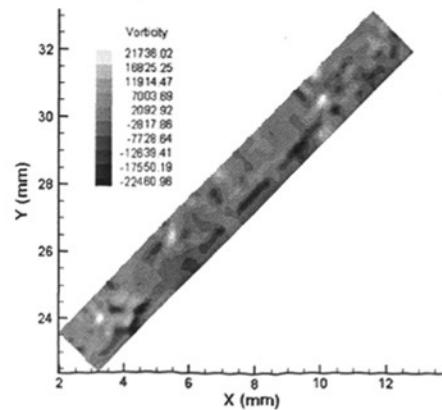


图 7-21 45^0 锥阀在 $h=3\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-21 Vorticity distribution map of the 45^0 valve play at $h=3\text{ mm}$

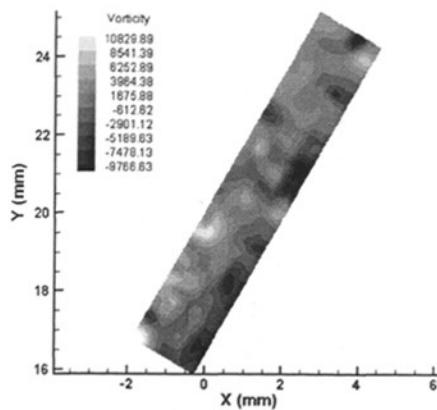


图 7-22 30^0 锥阀在 $h=4\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-22 Vorticity distribution map of the 30^0 valve play at $h=4\text{ mm}$

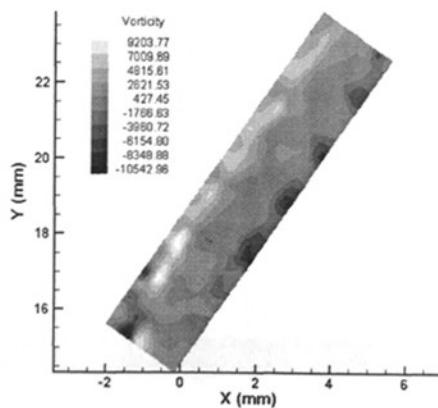


图 7-23 35^0 锥阀在 $h=4\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-23 Vorticity distribution map of the 35^0 valve play at $h=4\text{ mm}$

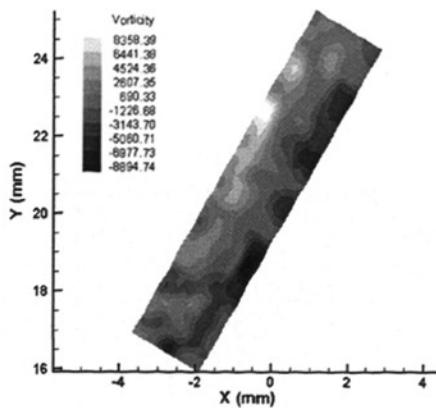


图 7-24 30° 锥阀在 $h=5\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-24 Vorticity distribution map of the 30° valve play at $h=5\text{ mm}$

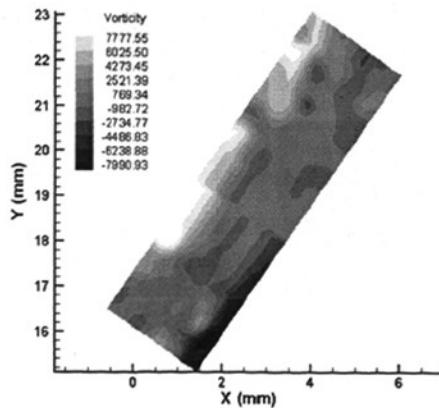


图 7-25 35° 锥阀在 $h=5\text{ mm}$ 时流场涡量分布图

Fig.7-25 Vorticity distribution map of the 35° valve play at $h=5\text{ mm}$

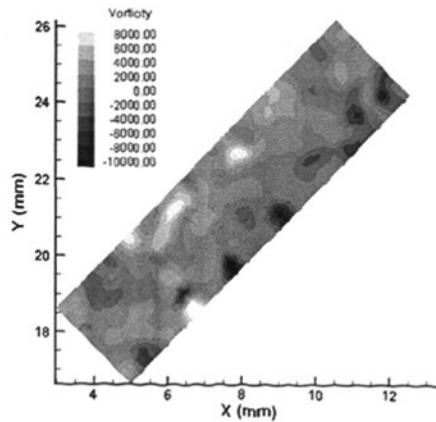


图 7-26 45° 锥阀在 $h=5\text{ mm}$ 时流场涡量分布图Fig.7-26 Vorticity distribution map of the 45° valve play at $h=5\text{ mm}$

此外, 经过计算得到9种工况下的阀隙区域速度平均值和最大值, 见表7-1。

表 7-1 各种工况下阀隙流场的最大流速与平均流速

Table 7-1 Maximum velocities and mean velocities of various working conditions

阀盘锥角 (度)	阀盘升距 (毫米)	最大流速 (米/秒)	平均流速 (米/秒)
30	3	8.484	4.016
30	4	4.963	3.019
30	5	4.124	2.598
35	3	7.452	2.724
35	4	4.673	2.518
35	5	3.959	2.665
45	3	7.013	3.523
45	4	4.116	2.468
45	5	3.922	2.136

按照“同一升距不同锥角”和“同一锥角不同升距”两种比较方法绘制出最大流速变化折线图 (图 7-27) 和平均流速变化折线图 (图 7-28)。

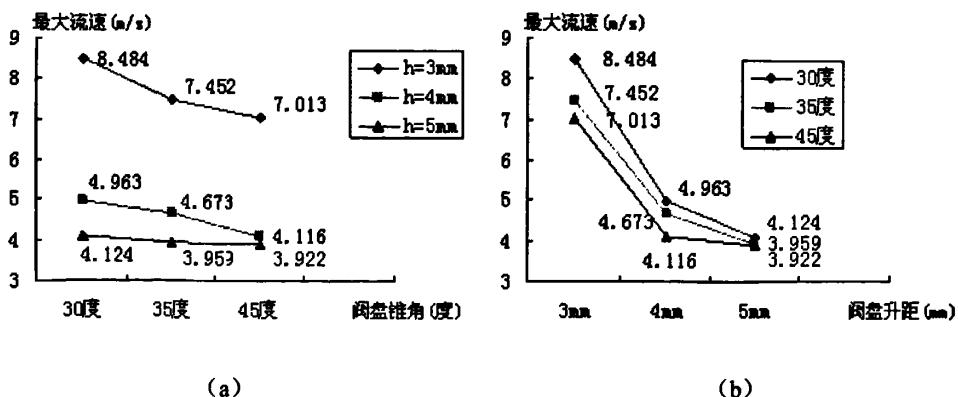


图 7-27 最大流速变化折线图

(a) 同一升距不同锥角时最大流速变化

(b) 同一锥角不同升距时最大流速变化

Fig.7-27 Broken line diagram of maximum velocity variation

(a) The same height but different cone angle

(b) The same cone angle but different height

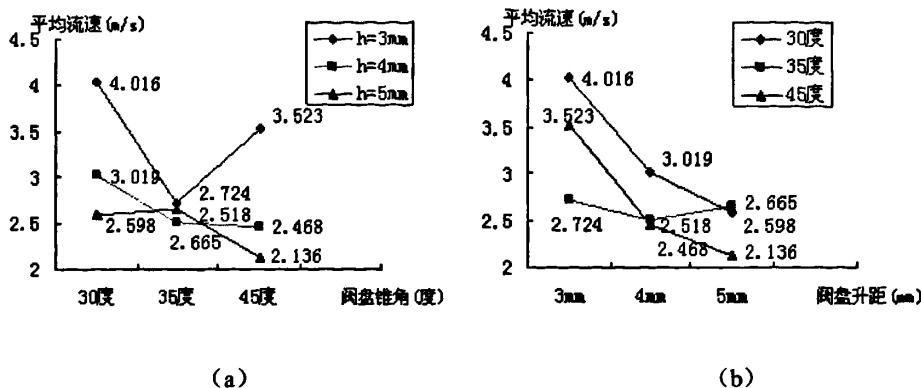


图 7-28 平均流速变化折线图

(a) 同一升距不同锥角时平均流速变化

(b) 同一锥角不同升距时平均流速变化

Fig.7-28 Broken line diagram of mean velocities

(a) The same height but different cone angle (b) The same cone angle but different height

以上两个实验结果图验证了 CFD 仿真并丰富了流场分析：

- (1) 在阀盘下底面直径一定的情况下（对应的阀座孔入口直径一定），随着锥阀锥角的增大，阀隙流场流速不断减小；
- (2) 对于同一锥角的锥阀，在阀盘升高过程中，随着阀盘升距的增大，阀隙流场流速不断减小，并且流速减小速率逐渐变小；
- (3) 阀盘在最初开启和即将闭合时，阀盘升距很小，阀隙流场速度极大，对泵阀造成严重的冲蚀磨损，尤其对密封圈造成刺蚀破坏。

7.4.2 示踪例子为荧光粒子的实验结果

采用空心玻璃微珠作为示踪粒子，除了上面提到的受到锥形弧面对光线折射的影响外，还有另外两方面的缺陷。一方面，空心玻璃微珠的主要成分为 SiO_2 ，在受到激光照射时，所反射的激光与液体中的微小气泡反射光相类似，而这些微小气泡在流道中的反射光的亮度又高于空心玻璃微珠，并且不能被普通的滤色片过滤。因此在拍摄得到的粒子图像中，夹杂着较多的不稳定的气泡反光（如图 7-29 (a) 所示），从而在一定程度上影响了图像质量和计算精度。另一方面，当高强度的激光照射在流道的内壁面时，会引起较强的壁面折射反光，与气泡反光一样，壁面的反光同样不能被普通滤色片过滤，因此壁面附近的流场测量存在较大误差。

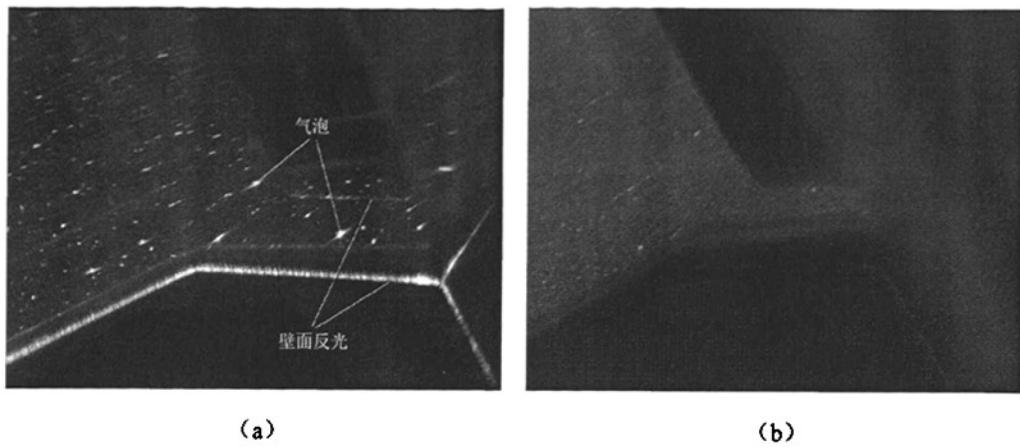


图7-29 空心玻璃微珠与荧光粒子图像的对比

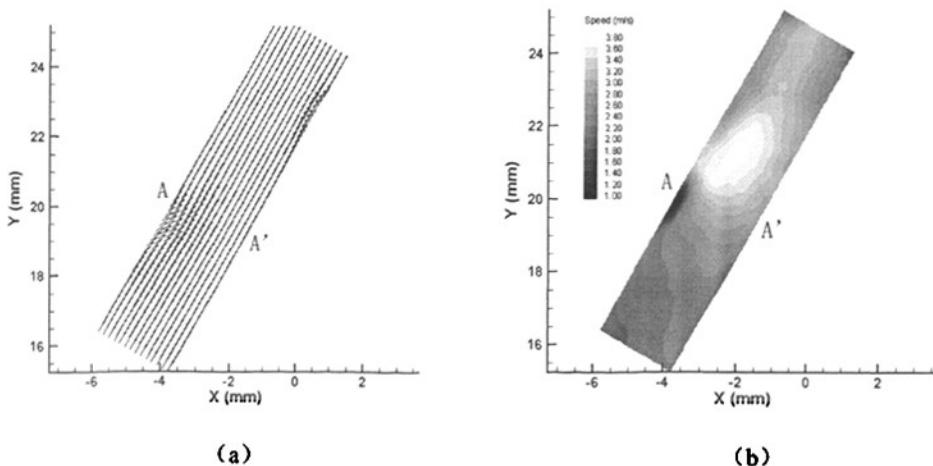
(a) 空心玻璃微珠粒子图像 (b) 荧光粒子图像

Fig.7-29 Comparison of image grabbed by using different particle

(a) Hollow glass microsphere (b) Fluorescent particle

为了解决以上问题以进一步得到更为精确的数据，需采用荧光粒子作为示踪粒子改进实验。荧光粒子的主要成分为罗丹明B，一般用于微管道的Micro-PIV实验，价格较为昂贵。与普通的空心玻璃微珠粒子不同，在使用荧光粒子进行PIV测量时并非利用粒子反射的激光进行图像拍摄。其基本原理是：当激光照射在流道中时，液体中的荧光粒子受到激光的激发，发出波长为590 nm的荧光，同时在相机镜头上加装专用的带通滤色片，可滤掉除粒子荧光以外的其他大部分可见光（如图7-29（b）所示），从而大大减小了粒子图像中的气泡和壁面反光等干扰信息。运用荧光粒子图像进行计算的平均向量修正率不到5%，而空心玻璃微珠图像的平均向量修正率则高达30%以上。

采用荧光粒子作为示踪粒子， 30° 锥阀在升距 $h=4\text{ mm}$ 时的实验结果见图7-30。



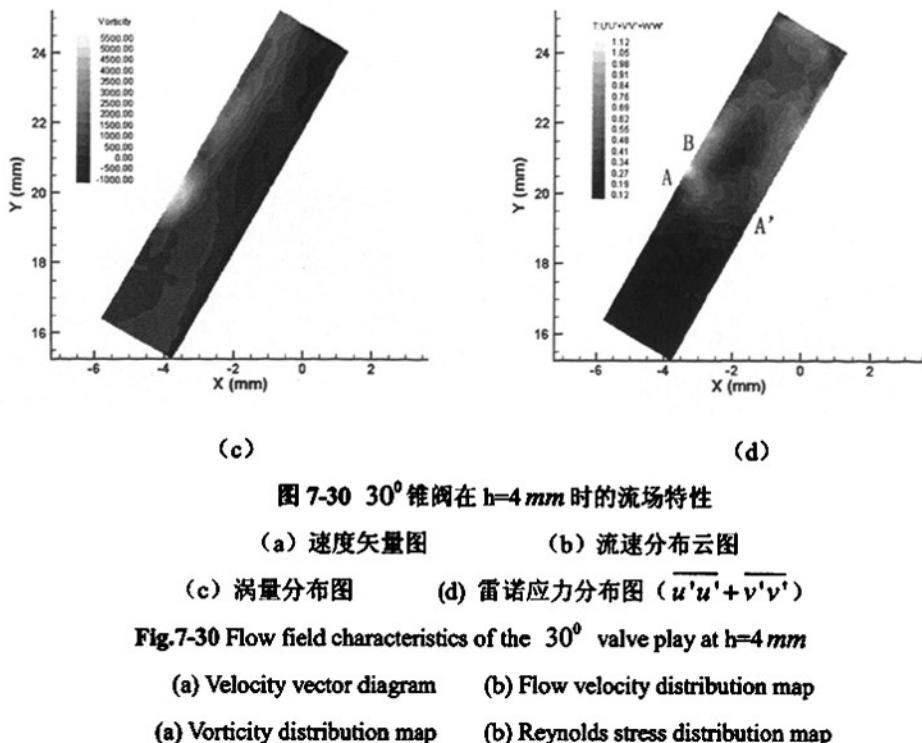


图 7-30 30° 锥阀在 $h=4\text{ mm}$ 时的流场特性
 (a) 速度矢量图 (b) 流速分布云图
 (c) 涡量分布图 (d) 雷诺应力分布图 ($\overline{u'u'} + \overline{v'v'}$)
 Fig.7-30 Flow field characteristics of the 30° valve play at $h=4\text{ mm}$
 (a) Velocity vector diagram (b) Flow velocity distribution map
 (c) Vorticity distribution map (d) Reynolds stress distribution map

图7-30 (a) 中的A位置是阀盘底角位置。分析该工况的流场特性，可得以下结论：

(1) 图7-30 (b) 中，在A位置以上部分，即阀隙区域，流场流速迅速增大，并且呈现出明显的层状分布：中间区域流速较高，并以抛物线状向两壁面减小。

(2) 图 7-30 (d) 中，阀隙区域的雷诺应力值（测得雷诺应力 $\overline{u'u'}$ 项很小，可以忽略）明显高于阀隙外（A 位置以下区域），总体上呈现壁面高于中间的规律。在 B 位置附近雷诺应力存在有最大值，并且该位置恰好为实际泵阀最先失效的部位。

以荧光粒子作为示踪粒子排除了之前实验中的干扰因素，改善了实验结果的准确性。对比空心玻璃微珠的实验结果，可以看出，荧光粒子的实验结果与其具有一致性，速度矢量、流速分布和涡量分布的总体规律相似。但是荧光粒子实验更加清晰准确地测量出壁面附近的流场特点，所得到的阀隙流场流速抛物线状的层状分布验证了数学模型分析的正确性，并与CFD分析结果一致。

7.5 本章小结

本章从研究流场特性的角度探讨钻井泵阀失效的原因，设计出钻井泵阀实验模型，利用PIV技术对钻井泵阀隙流场的分布进行模型实验测量。通过对PIV数据的处理，得到阀隙流场在不同锥角阀盘和不同阀盘升距时的流速分布和涡量分布，归纳出

阀隙流场速度和涡量的分布特点；通过对各工况最大流速和平均流速的图表分析，得出阀隙流场流速与阀盘锥角、阀盘升距的总体规律。依此对之前CFD仿真研究进行了验证，并加以完善。在此基础上结合泵阀失效机理，分析了钻井泵阀工作过程中由于冲蚀磨损和磨粒磨损而诱发泵阀失效的可能性。

从实验结果可以得到以下结论：

- (1) 在阀盘底角处，阀隙流场流速方向发生了明显的转向，速度较大，局部冲蚀严重；而在底角偏上的阀盘壁面附近却存在流速较小的区域，容易形成涡旋，滞留固体颗粒；
- (2) 阀隙流场的中间区域亮度较高，平均流速较大，流向较为一致；而在上下壁面附近亮度偏暗，流速偏低，流速方向发生较多变化；此外，实验测得阀隙入口端的速度明显高于出口端，因此泵阀密封圈应当安装在阀盘的上部，以减轻冲蚀磨损；
- (3) 阀隙上下壁面的涡量绝对值明显高出中间区域，且上壁面涡量多为正值，下壁面则大部分为负值。实际工况下，钻井泥浆中的磨砾性固体颗粒因此容易两壁面区域聚集，并在泵阀关闭时挤压在阀盘和阀座的配合面，成为诱导泵阀失效的隐患；
- (4) 验证了CFD模拟所得结论：在阀盘下底面直径一定的情况下（对应的阀座孔入口直径一定），随着锥阀锥角的增大，阀隙流场流速不断减小。另外还得到结论：对于同一锥角的锥阀，在阀盘升高过程中，随着阀盘升距的增大，阀隙流场流速不断减小，并且流速减小速率逐渐变小；从而可以得到：阀盘在最初开启和即将闭合时，阀盘升距很小，阀隙流场速度极大，对泵阀造成严重的冲蚀磨损，尤其对密封圈造成刺蚀破坏；
- (5) 利用荧光粒子作为示踪粒子进一步完善实验，得到阀隙区域速度分布近似抛物线形的层状分布，验证了CFD分析结果；测得阀隙区域的雷诺应力值明显高于阀隙外，并且在实际泵阀最先失效的位置附近存在有最大雷诺应力。

结 论

指出钻井泵阀研究的重要性，总结国内外研究现状，以揭示泵阀的失效机理，提高泵阀的使用寿命为目的，从泵阀关闭引起的冲击疲劳磨损和阀隙流场中的冲蚀磨损两方面进行研究。

在吸取阿道尔夫精确微分方程模型精华思想的基础上，建立了钻井泵阀动力学模型，完善了对泵阀的运动特性的描述，通过 MATLAB 软件仿真计算，给出阀升高、阀的运动速度与曲柄转角的关系曲线图，探讨了泵阀阀盘锥角的改变对其运动特性的影响关系；构造出泵阀冲击过程的有限元动力学模型，将泵阀冲击问题的接触单元应用于泵阀的冲击特性分析，发现阀盘阀座接触面下部区域是易失效的部位，单纯地增加泵阀阀盘的锥角改善泵阀的冲击，但效果并不显著，因此从泵阀接触面的结构设计出发，提出一种有效减缓应力集中的结构改进方案；针对阿道尔夫无冲击理论的不足，重点研究了泵阀冲击时产生最大应力集中部位的受力特征及其影响程度，考虑应力集中在交变应力作用下对加速泵阀失效所带来的危害性，提出的基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件更符合实际工况。

总结分析非牛顿流体的性质及研究方法，认为钻井泵阀隙内流场内泥浆为一元牛顿非稳定流体、均一连续不可压缩、在环形流道内各质点以阀盘轴线为对称，依据边界层理论，建立阀隙流场的数学模型；对阀隙流场进行了 CFD 分析，发现锥角的增加可以有效地改善泵阀密封圈与泥浆的磨损状态，阀盘两底角处钻井液速度最大，并根据阀隙中流速的分布规律，建议密封圈安装在阀盘上部，以减小冲蚀磨损；利用 PIV 技术对钻井泵阀阀隙流场的分布进行模型实验测量，得到阀隙流场速度和涡量的分布特点，对 CFD 仿真研究进行了验证并加以完善，进一步分析了分析钻井泵阀工作过程中由于冲蚀磨损和磨粒磨损而诱发泵阀失效的可能性；利用荧光粒子作为示踪粒子进一步完善实验，解决了流场弧面边界折射反光和气泡反光影响，提高了实验精度，丰富了 PIV 实验手段，对弧面边界流场的 PIV 流场分析做出了有力的探索。

当然，本论文对泵阀的研究还存在着不足。主要在于：虽然提出了一种新的无冲击条件，但尚需试验的进一步验证，希望在以后的研究中能进一步证实该条件的有效性和可行性；由于目前 PIV 实验的条件限制，以泥浆作为实验流体还有难度，以及受到有机玻璃的力学强度限制，实验压力控制在五个大气压以内，这些与实际工况尚有一定的差距，尽管采用窄缝隙，流场分布情况基本上与实际工况吻合，但冲击力不够高，希望将来能找出更好的方法来解决泥浆条件下的锥面窄缝隙流场的测量问题。

综上所述，钻井泵阀的研究，一方面要研究无冲击理论的原理和试验问题，设计出长寿命的泵阀结构，另一方面要加大泵阀冲蚀磨损的研究工作，只有这样才能使得长寿命泵阀真正为工程服务，才能将无冲击泵阀从原理转化为生产力。

参考文献

- [1] Gaddy, D.E. Next-generation drilling equipment pushes back water depth barrier[J]. *Oil and Gas Journal*, 1998, 96(9): 74+76-78
- [2] 牛 勇, 侯 郁, 龙运佳. 我国钻井装备的发展及可靠性应用[J]. 石油工业技术监督, 2000, 16(10): 22-24+26
- [3] 夏元白. 国内外钻井泵泵阀的结构及使用现状[J]. 国内外石油机械技术水平调研, 1988, 9: 2-17
- [4] 杨国安. 新型钻井泵泵阀结构设计及理论分析[D]. 山东东营: 石油大学机电工程学院, 1994
- [5] G. Stjern, A. Agle, P. Horsrud. Local rock mechanical knowledge improves drilling performance in fractured formations at the Heidrun field[J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2003, 38 (3-4): 83-96
- [6] 杨国安. 石油机械故障特征及其分析方法的研究[D]. 南京: 东南大学机械工程学院, 2001
- [7] Joffe S.H.D. The wear of pump valves in fine particle quartzite slurries[J]. *Wear*, 1990, 135(2): 279-291
- [8] 翟玉生, 李 安, 张金中, 等. 钻井泵阀隙钻井液流速分布初探[J]. 石油机械, 1996, 24(12): 16-22
- [9] 路永明, 郑玲玲, 马加骥, 等. 钻井泵阀密封材料摩擦学性能的研究[J]. 石油矿场机械, 1995, 24(5): 5-8
- [10] 孟英峰, 梁 红, 张仲良. 往复泵泵阀运动规律的建模与仿真[J]. 石油机械, 1995, 23(5): 16-20
- [11] 李继志, 陈荣振. 石油钻采机械概论[M]. 山东: 石油大学出版社, 2001. 196-236
- [12] 闫国军, 赵军明, 董 泳. 往复泵阀运动规律的研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(18): 1617-1619
- [13] John Vande Voorde, Jan Virendeels, Erik Dick. Flow simulations in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method[J]. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 2004, 168: 491-499
- [14] 董怀荣, 潘洪政, 张慧峰, 等. 恒流量往复泵泵阀工作理论研究[J]. 石油钻探技术, 2003, 31(2): 39-41
- [15] 戴相富, 周和平, 庞东晓, 等. 自动锥形阀数学模型及仿真[J]. 石油机械, 2003, 31(8): 6-9
- [16] 李君裕. 魏斯特法尔现象及泵阀运动规律的探讨[J]. 石油钻采机械, 1984, 6: 11-26
- [17] 华东石油学院等七个单位. 石油矿场往复泵[M]. 兰州石油机械研究所, 1975. 155-163
- [18] 邬亦炯. 钻井泵阀盘运动的微分方程数值解及其结果的讨论[J]. 石油矿场机械, 1988, 17(1): 6-8
- [19] 翟玉生, 李 安, 张金中, 等. 阀盘的运动特性与泵阀失效机理[J]. 石油大学学报(自然科学版), 1996, 20(5): 51-54
- [20] 张来斌. 往复泵阀的线性动态特性分析[J]. 石油矿场分析, 1991, 20(3): 1-6
- [21] 卫晓亭, 万帮烈, 李继志. 石油矿场水力机械[M]. 北京: 石油工业出版社, 1990

- [22] Turkowski M. Progress towards the optimisation of a Mechanical Oscillator Flowmeter. *Flow Measurement & Instrumentation*, 2003, 14(1): 13-22
- [23] Herb Hartshorne, Christopher J. Backhouse, William E. Leec. Ferrofluid-based microchip pump and valve[J]. Elsevier, *Sensors and Actuators*, 2004, 99: 592-600
- [24] 董世民, 王春华, 李文婷, 等. 抽油泵泵阀运动规律的新模型及计算机仿真[J]. 石油机械, 1999, 27(11): 1-4
- [25] Chan S H, Tuba I S. A finite element method for contact problems of solid bodies—Part I. Theory and validation. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1971, 13(7): 615-625
- [26] Curnier A. A theory of Friction[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 1984, 20(7): 637-647
- [27] 宋惠珍. 裂缝性储集层研究理论与方法: 塔里木盆地碳酸盐岩储集层裂缝预测[M]. 北京: 石油工业出版社, 2001. 225-232
- [28] R J Llewellyn, S K Yick, K F Dolman. Scouring erosion resistance of metallic materials used in slurry pump service[J]. *Wear*, 2004, 256(6): 592-599
- [29] 王中辉, 朱江. 钻井泵阀的设计研究[J]. 阀门, 2001, 6: 1-4
- [30] 王秀勇, 路永明, 张金中, 等. 钻井泵泵阀失效分析与机理[J]. 石油矿场机械, 1994, 23(1): 13-16
- [31] 杨国安, 黄 聪, 于 丽. 基于 FLUENT 的钻井泵阀隙流场仿真计算[J]. 石油矿场机械, 2008, 37(3): 41-44
- [32] 杨国安, 乔 舰, 宋 征, 等. 钻井泵阀寿命分析[J]. 振动与冲击, 已录用
- [33] 刘鸿文. 材料力学 I [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004. 47-48
- [34] E. Delnoij, J.A.M. Kuipers, W.P.M. van Swaaij, J. Westerweel. Measurement of gas-liquid two-phase flow in bubble columns using ensemble correlation PIV[J]. *Chemical Engineering Science*, 2000, 55: 3385-3395
- [35] W.L. Lim, Y.T. Chewa, T.C. Chewb, H.T. Lowa. Pulsatile flow studies of a porcine bioprosthetic aortic valve *in vitro*: PIV measurements and shear-induced blood damage[J]. *Journal of Biomechanics*, 2001, 34: 1417-1427
- [36] G.K. Batchelor. *An introduction to fluid dynamics*[M]. Cambridge Mathematical Library, 2004
- [37] 袁恩熙. 工程流体力学[M]. 北京: 石油工业出版社, 1986. 156-178
- [38] 陈卓如, 金朝铭. 工程流体力学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1987. 78-81
- [39] 王 磊, 张东速, 陈 瑞. FLUENT 的模拟旋转锥形射流计算分析[J]. 煤矿机械, 2006, 27(6): 992-993
- [40] 吴子牛. 计算流体力学基本原理[M]. 北京: 科学出版社, 2001. 27-32
- [41] 傅德薰, 马延文. 计算流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002. 60-62
- [42] 张先勇, 冯 进, 罗海兵, 等. 基于 CFD 分析的轴流式螺旋叶轮设计[J]. 石油矿场机械, 2007, 36(2): 22-25
- [43] 付文智, 李明哲, 李东平, 等. 液压锥阀的数值模拟[J]. 机床与液压, 2004, 1(12): 44-46
- [44] Roger Yang, Ph. D. CFD simulation of oil flow and flow induced forces inside hydraulic valves[J]. National fluid power association and society of automotive engineers, 2002: 201-207
- [45] 王林翔, 陈 鹰, 路甬祥. 液压阀道内的三维流动的数值分析[J]. 中国机械工程学报,

- 1999, 13(1): 127-129
- [46] 韩占忠, 王 敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004
- [47] 王瑞金, 张 凯, 王 刚. FLUENT 技术基础与应用实例[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007
- [48] 郑淑娟, 权 龙, 雷红霞. 插装型液压锥阀内部流场的数值模拟及可视化分析[J]. 流体传动与控制, 2005, 2: 18-22
- [49] WESTERWEEL J. Fundamentals of digital particle image velocimetry[J]. Measurement Science and Technology, 1997, 8(12): 1397-1397
- [50] 孙鹤泉, 沈永明, 王永学, 等. PIV 技术的几种实现方法[J]. 水科学进展, 2004, 15(1): 105-108
- [51] 白万金. 材料冲蚀行为及机理的研究[J]. 机械工程材料, 2005, 20(5): 105-108
- [52] 庞佑霞, 陆由南, 郝诗明. 冲蚀速度对 40cr 材料抗冲蚀性能影响的研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(4): 112-113
- [53] 刘 娟, 许洪元, 齐龙浩. 水力机械中冲蚀磨损规律及抗磨措施研究进展[J]. 水力发电学报, 2005, 24(1): 113-117
- [54] 付云霞. 往复泵泵阀的失效分析和结构参数优化研究[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2003
- [55] 马 颖, 任 峻, 李元东, 等. 冲蚀磨损研究的进展[J]. 兰州理工大学学报, 2005, 31(1): 21-25
- [56] 北京立方天地科技发展有限责任公司. PIV 系统用户手册
- [57] 严 敬, 杨小林, 邓万权, 等. 示踪粒子跟随性讨论[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 54-56
- [58] 文 键, 厉彦忠, 王斯民, 等. 基于 PIV 技术对换热器入口流场的可视化研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2008, 40(1): 113-117
- [59] C.D. Meinhart, S.T. Wereley, J.G. Santiago. PIV measurements of a microchannel flow[J]. Experiments in Fluids, 1999, 27: 414-419
- [60] 郑津洋, 董其伍, 桑芝富. 过程设备设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2001. 256-298
- [61] 李元无. 简明机械工程师手册[M]. 云南: 云南科技出版社, 1988. 1678-1698
- [62] 谭英杰, 王春许, 尹敬山. 弹簧刚度对钻井往复泵泵阀性能影响的试验研究[J]. 应用能源技术, 1998, 3: 25-27

致 谢

本论文能够得以顺利完成，并非我一人之功劳，是所有指导过我的老师，帮助过我的同学和一直关心支持着我的家人对我的教诲、帮助和鼓励的结果。我要在这里对他们表示深深的谢意！

首先我要特别感谢我的导师杨国安教授。恩师对我的指导、帮助和影响之大，怎样言说都表达不尽，自己取得的点滴成绩无不凝聚着恩师的心血。恩师高尚的人格、渊博的学识、严谨的治学态度、敏锐的洞察力、不懈探索的精神、诲人不倦的师德，以及谦和的为人处事方式，都令我受益良多，成为我一生受之不尽的宝贵财富。哺育学子慈祥心，师恩难忘刻骨铭，祝愿恩师身体健康，工作顺利！

感谢机电工程学院高金吉院士团队的所有老师们，你们营造的良好的科研氛围深深地影响了我，你们对我的帮助和指导，使我受益匪浅。

感谢张冬同学的热心帮助，在与你的合作中，正是你勤奋的学习态度，积极的探索精神，促使我们顺利完成了对泵阀冲击应力的研究；感谢张良同学，你在阀隙流场实验的设计工作中做了大量工作，为实验的最终完成打下坚实的基础；感谢我的师弟殷鑫和乔舰，在阀隙流场实验过程中，我们精诚合作，克服了心理上和技术上的各种困难，最终完成实验；此外你们还在其他方面做了很多工作，为项目的完成做出了巨大贡献；感谢北京石油化工学院的戴静君老师和薛庆齐同学，感谢你们为实验的进行提供的各种便利以及不厌其烦的帮助。总之，感谢在论文完成过程中曾参与项目的老师和同学们。

感谢刘占涛同学。三年的硕士生涯，我们互相学习，共同进步，虽然涉及的课题相关性不大，但与你的交流中仍然得到了在科研方法和生活态度上的许多帮助；感谢实验室以及班级里所有的兄弟姐妹，你们让我的研究生生活充满了美好的回忆，同窗情谊，一生温馨！

感谢研究生院的球友们，感谢我们一起在球场上留下的无数难忘时刻。

感谢我亲爱的家人和女友，谢谢你们一直以来对我的支持和鼓励。我会在未来的工作岗位上努力上进，不辜负你们的期待。

研究成果及发表的学术论文

发表及已接受的论文

1. 杨国安, 黄 聪, 于 丽. 基于 FLUENT 的钻井泵阀隙流场仿真计算. *石油矿场机械*, 2008, 37(3): 41-44
2. 杨国安, 黄 聪, 冯德音. 基于 MATLAB 的钻井泵阀运动特性分析. *石油矿场机械*, 2008, 37(4): 37-41
3. 杨国安, 张 冬, 黄 聪. 钻井泵阀的冲击特性分析. *振动与冲击*, (EI). 2008, 27(12): 18-22
4. 杨国安, 黄 聪, 宋 征. 基于应力集中影响的钻井泵阀无冲击工作条件. *石油矿场机械*, 2009, 38(2): 1-4
5. 杨国安, 殷 鑫, 宋 征, 黄 聪. 钻井泵阀隙流场的 PIV 测量. *机械工程学报*, (EI). 已接受

作者和导师简介

作者简介：

黄聪（1984-），男，汉族，1984年10月20日出生，北京化工大学机电工程学院机械电子工程专业研究生，研究方向：设备状态监测与故障诊断。

导师简介：

杨国安（1963-），男，汉族，1963年3月25日出生，教授，最高学历博士，主要研究领域：设备状态监测与故障诊断。1985年毕业于石油大学炼油化工机械专业，于东南大学机械制造及自动化专业取得博士学位。以第一作者在国内外发表论文40多篇，其中SCI收录3篇，EI收录8篇，ISTP收录2篇；出版专著1部，以第一负责人承担国家自然科学基金2项，中石化重点项目1项，在研横向项目3项。已完成九五国家攻关1项，中石油、中石化项目2项，横向项目十几项；参与完成国家基金等纵向项目2项。鉴定成果2项，专利1项。出版专著《机械设备故障诊断实用技术》。相继开发基于GSM的抽油机故障无线远程报警系统，基于GPRS的抽油机状态无线远程监测系统，Y303机械设备状态监测及故障诊断分析仪，Y101机泵群点检管理系统，海上采油平台安全保障系统。个人网站：www.ygazd.cn。