

# 水压柱塞泵关键结构参数对泵内空化的影响

高殿荣<sup>1</sup> 索晓宇<sup>1</sup> 蔡倩玲<sup>2</sup> 毋少峰<sup>1</sup> 梁英娜<sup>1</sup>

1.燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066004

2.燕山大学建筑工程与力学学院,秦皇岛,066004

**摘要:**针对水压柱塞泵由于空化引起的噪声、振动以及元件的腐蚀等问题,基于全空化模型与  $k-\epsilon$  湍流模型,分析了柱塞腔在不同位置的气相体积分数的分布以及该分布产生的机理、卸荷槽处产生空化的机理,得到了不同斜盘倾角下柱塞腔和配流盘吸水口处气相体积分数随转角变化的特性曲线,以及一级卸荷槽深度与其气相体积分数和柱塞腔压力脉动率的关系。数值计算结果表明:空化主要发生在位于吸水区域的柱塞腔;与配流盘吸水口接触瞬时的柱塞腔的气相体积分数最高;减小斜盘倾角可以减小柱塞腔和配流盘吸水口的气相体积分数与持续时间;增大一级卸荷槽深度可以减小卸荷槽处空化程度,但会增大柱塞腔的压力尖峰和压力脉动率。

**关键词:**水压柱塞泵;空化;斜盘倾角;一级卸荷槽深度

**中图分类号:**TH137.51

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2018.04.010

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Influences of Key Structural Parameters of Hydraulic Piston Pump on Cavitation

GAO Dianrong<sup>1</sup> SUO Xiaoyu<sup>1</sup> CAI Qianling<sup>2</sup> WU Shaofeng<sup>1</sup> LIANG Yingna<sup>1</sup>

1.School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei,066004

2.School of Institute of Architectural Engineering and Mechanics, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei,066004

**Abstract:** In order to focus noises, vibrations and component corrossions caused by the cavitation in hydraulic plunger pump, a numerical simulation was conducted through full cavitation model and  $k-\epsilon$  turbulence model to study the distribution of gas-phase volume fraction at various positions in plunger chamber and the generation mechanism of the distribution and the cavitation at relief grooves. The relation between depth of level 1- relief groove with its gas-phase volume fraction and impulse frequency in plunger pump. The results reveal that cavitations occur mainly at the intake areas, and the gas-phase volumes get to the largest fraction at the moment while water touching the inlet of port plate, and reducing dip angle of the sloping plate the gas phase volume fraction and its lasting period are decreased. Increasing the depth of level 1-relief groove wakens the cavitation, but it strengthens the peak pressure and pressure pulsation rate.

**Key words:** hydraulic plunger pump; cavitation; sloping plate angle; primary unloading groove depth

### 0 引言

水压柱塞泵是水液压系统的核心元件,广泛应用于农业机械、海洋船舶、机械制造、航空航天等领域。由于水的饱和蒸气压力比油的饱和蒸气压力大很多,故水液压元件更容易产生空化。空化是水压柱塞泵产生噪声、引发剧烈振动的主要原因之一,也会对柱塞腔以及配流盘等结构产生腐蚀,形成的微小气泡会堵塞元件和流道的狭窄缝隙,致使系统不能正常工作。

国内外学者对以油为介质的液压元件的空化现象进行了深入研究。基于 PumpLinx 软件中的全空化模型,刘春节等<sup>[1]</sup>研究了不同缸体转速、出油口压力及配流盘是否有卸荷槽对柱塞腔和配流

盘空化程度的影响,研究结果表明:出口压力越大,柱塞腔内和配流盘表面的空化程度越严重,转速对柱塞腔的空化程度没有太大的影响,有卸荷槽的配流盘的空化程度明显低于没有卸荷槽的配流盘的空化程度。陆亮<sup>[2]</sup>研究了液压节流阀中的空化流动与噪声,对 U 形节流阀中螺旋空化结构的不稳定行为做了一定的机理解释和数学分析。築地徹浩等<sup>[3]</sup>使用 FLUENT 软件对油压柱塞泵进行了数值模拟,并应用 PIV 高速摄像机可视化分析进行实验,两者结合后得出结论:通过 3 个 V 形槽能够成功抑制空化效应。目前对水压元件的空化现象报道较少,翟江<sup>[4]</sup>研究了以水为介质、不同入口压力时柱塞腔与配流盘卸荷槽空化程度的变化特性,研究结果表明:配流盘的空化主要发生在卸荷槽处,增大入水口压力可使配流盘的空化

程度有所减小。

相比油压柱塞泵,影响水压泵柱塞空化的因素更多。本文针对水压柱塞泵的空化问题,应用 PumpLinx 软件对柱塞泵内流场进行数值模拟,主要研究柱塞腔不同位置的气相体积分数分布,不同斜盘倾角对柱塞腔和配流盘吸水口的气相体积分数的影响,不同一级卸荷槽深度对卸荷槽的气相体积分数、柱塞腔的压力尖峰和压力脉动率的影响。

1 仿真模型

1.1 研究对象

本文的研究对象是 Danfoss PAH-25 水压柱塞泵,如图 1 所示,其基本参数见表 1。



图 1 PAH-25 水压柱塞泵

Fig.1 PAH-25 hydraulic plunger pump

表 1 PAH-25 水压柱塞泵参数

Tab.1 PAH-25 hydraulic plunger pump parameters

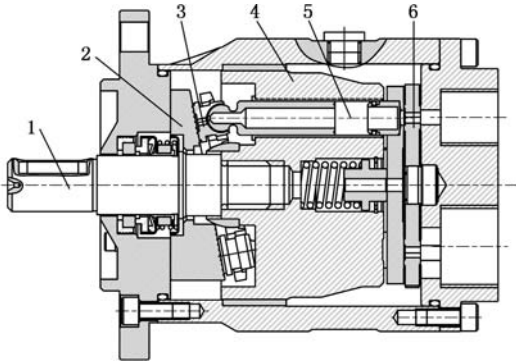
柱塞个数 $Z_c$	9
柱塞直径 $d$ (mm)	11
柱塞分布圆直径 (mm)	63.5
最大转速 $n_{max}$ (r/min)	2 400
最小转速 $n_{min}$ (r/min)	1 000

图 2 为水压柱塞泵的结构示意图。其中,轴向柱塞泵斜盘倾角  $\beta$  为影响柱塞腔以及配流盘吸水口空化程度的关键参数。受径向力的限制, $\beta$  的取值通常不超过  $20^\circ$ ,故选用  $\beta = 10.9^\circ$ 、 $12.9^\circ$ 、 $14.9^\circ$  对应的水压柱塞泵进行研究。

图 3 为配流盘卸荷槽结构图。卸荷槽由一级卸荷槽与二级卸荷槽组成。卸荷槽的结构是影响其空化程度、柱塞腔压力尖峰与压力脉动率的关键性因素。依据本文卸荷槽结构参数,一级卸荷槽深度  $h$  取值不超过  $0.5\text{ mm}$ ,选取  $h = 0.15\text{ mm}$ 、 $0.25\text{ mm}$ 、 $0.35\text{ mm}$ 、 $0.45\text{ mm}$  对应的水压柱塞泵进行研究。

1.2 网格划分

根据 Danfoss PAH-25 水压柱塞泵的参数建立流场域并对其进行网格划分。按照水压柱塞泵结构,对整个流场域进行分块处理。如图 4a 所示,将流体域分为以下 5 个区域:吸水口,排水口,配流盘吸水口,配流盘排水口,柱塞腔,对每个区



1.主轴 2.斜盘 3.回程盘 4.缸体 5.柱塞 6.配流盘

图 2 PAH-25 水压柱塞泵结构示意图

Fig.2 PAH-25 structure diagram of hydraulic plunger pump

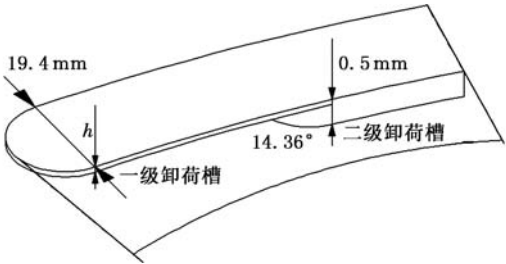
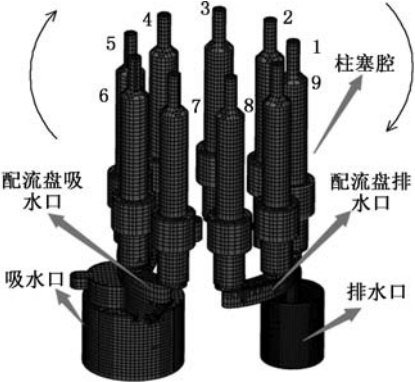


图 3 卸荷槽结构

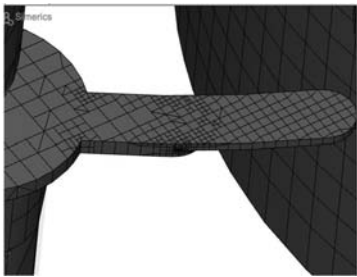
Fig.3 Structure of relief groove

域分别进行笛卡儿网格划分。图 4a 中,1~9 分别是 9 个柱塞的编号。

如图 4b 所示,对卸荷槽等深度较浅的部分进行网格加密,以保证计算的精确性。对相邻区域进行 MGI 面网格链接,使区域之间进行数值传递、



(a) 流体域模型



(b) 卸荷槽局部放大

图 4 网格划分

Fig.4 Mesh generation

交互计算。通过笛卡儿网格划分得到各区域网格数量,见表 2。

表 2 各流域网格数

Tab.2 Grids quantities of different area

吸水口	排水口	配流盘吸水口	配流盘排水口	柱塞腔
175 792	243 870	34 906	28 526	146 624

2 数学模型

2.1 基本控制方程<sup>[5]</sup>

由于低黏度与高饱和蒸气压,水在泵中是液态水和水蒸气不断两相变化的湍流流动,运用液相和气相均匀混合的模型:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \tag{1}$$

$$\rho_m = (1 - \alpha)\rho_L + \alpha_v \rho_v \tag{2}$$

式中, $\rho_m$  为平均密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $\mathbf{v}_m$  为速度矢量;  $\rho_L$  为液态水密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\alpha_v$  为水蒸气体积分数;  $\rho_v$  为水蒸气密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

忽略微小气体表面张力和质量力,则运动方程为

$$\frac{\partial \rho_m \mathbf{v}_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p +$$

$$\nabla \cdot (\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)) \tag{3}$$

$$\mu_m = (1 - \alpha_v)\mu_L + \alpha_v \mu_v \tag{4}$$

式中, $\mu_m$  为平均动力黏度,  $\text{N} \cdot \text{s/m}^2$ ;  $\mu_L$  为液态水黏度,  $\text{N} \cdot \text{s/m}^2$ 。

式(3)、式(4)充分发展了湍流模型,稳定工况下水流黏度到达热平衡,无需求解能量方程。

2.2 空化模型

泵内空化运用了全空化模型,其中包含可变密度的标准黏性流动方程和  $k-\epsilon$  湍流模型,并且考虑了非凝结气体的影响。由质量和动量守恒方程,得到密度和蒸气质量分数的关系:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_L} \tag{5}$$

式中, $\rho$  为混合液体总密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $f$  为质量分数。

蒸气体积分数  $\alpha$  与  $f$  的关系如下:

$$\alpha = f\rho/\rho_v \tag{6}$$

蒸气质量分数  $f$  由运输方程控制:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} f) = \nabla \cdot (\Gamma \Delta f) + R_e - R_c \tag{7}$$

式中, $R_c$  为水汽凝结率;  $R_e$  为水汽蒸发率;  $\Gamma$  为有效变换系数。

上述模型采用均质流的计算方式,然而要建立空化模型,还需要考虑诸多因素。蒸气产生的一般形式为小气泡,这是典型的两相流模型,建立气相质量分数运输方程,考虑了空泡动力学、相变率、湍流脉动对空化的影响,空泡动力学方程能从 Rayleigh-Plesset 方程中推导:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 = \frac{p_B - p}{\rho_L} - \frac{4v_L}{R_B} \dot{R}_B - \frac{2S}{\rho_L R_B} \tag{8}$$

式中, $R_B$  为气泡半径,  $\text{m}$ ;  $S$  为气泡表面张力,  $\text{N/m}$ ;  $p_B$  为气泡内部压力,  $\text{Pa}$ ;  $p$  为气泡周围液体压力,  $\text{Pa}$ ;  $v_L$  为黏滞系数。

使用两相流方程推导相变率  $R$  的表达式:

$$\frac{\partial}{\partial t} [(1 - \alpha)\rho_L] + \nabla \cdot [(1 - \alpha)\rho_L \mathbf{V}] = -R \tag{9}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho_L) + \nabla \cdot (\alpha \rho_L \mathbf{V}) = -R \tag{10}$$

式(9)与式(10)分别为液相方程与气相方程,则混合液体方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = -R \tag{11}$$

$$R = R_e - R_c$$

其中, $R$  为净相变率,联立可得  $\rho-\alpha$  方程:

$$\frac{d\rho}{dt} = -(\rho_L - \rho_v) \frac{d\alpha}{dt} \tag{12}$$

而蒸气体积分数可以由空泡半径  $R_B$  来表示:

$$\alpha = 4n\pi R_B^3/3 \tag{13}$$

将式(13)代入式(12)可得

$$\frac{d\rho}{dt} = -(\rho_L - \rho_v)(4n\pi)^{1/3} (3\alpha)^{2/3} \frac{dR_B}{dt} \tag{14}$$

不考虑 Rayleigh-Plesset 方程(式(8))黏性阻尼和表面张力,结合式(9)、式(10)、式(12)、式(14),可以得到最终相变率:

$$R = (4n\pi)^{1/3} (3\alpha) \frac{\rho_v \rho_L}{\rho} \left( \frac{2}{3} \frac{p_B - p}{\rho_L} - \frac{2}{3} \frac{d^2 R_B}{dt^2} \right)^{1/2} \tag{15}$$

利用式(7)、式(15),忽略  $R_B$  的二阶导数,则蒸气运输方程可以简化为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} f) = (4n\pi)^{1/3} (3\alpha)^{2/3} \frac{\rho_v \rho_L}{\rho} \left( \frac{2}{3} \frac{p_B - p}{\rho_L} \right)^{1/2} \tag{16}$$

上述方程代表了气泡的产生率,也反映了空泡的溃灭或者凝结过程。将水气蒸发率写成关于空泡半径的形式:

$$R_e = \frac{3\alpha \rho_v \rho_L}{R_B \rho} \left( \frac{2}{3} \frac{p_B - p}{\rho_L} \right)^{1/2} \tag{17}$$

蒸气产生率与凝结率可以写成

$$R_e = C_e \frac{v_{ch}}{\sigma} \rho_L \rho_v \left( \frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_i} \right)^{1/2} (1 - f) \tag{18}$$

$$R_c = C_c \frac{v_{ch}}{\sigma} \rho_L \rho_v \left( \frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_i} \right)^{1/2} f \tag{19}$$

式中,  $v_{ch}$  为液体和蒸气之间的量纲一相对速度;  $C_c$  为量纲一空化凝结系数;  $C_e$  为量纲一空化蒸发系数;  $p_v$  为液体蒸气压,  $\text{Pa}$ 。

2.3 边界条件以及计算参数的设置

吸水口模拟大气压力,将其设置为 0.101 325



MPa;排水口模拟负载压力,将其设置为 20 MPa;设置缸体转速为 1 500 r/min;斜盘倾角为 10.9°。

设置空化为全空化模型,湍流为标准  $k-\epsilon$  模型,一阶精度。设置水为介质,工作温度为 300 K<sup>[6]</sup>,对应的饱和蒸气压为 3.567 kPa,动力黏度系数为 1.003 MPa·s,体积弹性模量设为 2.15 GPa。每次计算迭代 250 步,设置收敛残差为  $1 \times 10^{-4}$ ,以保证计算精度<sup>[7]</sup>。

3 结果及分析

水压柱塞泵内各部位的气相体积分数和持续的时间直接反映了其空化程度,其中,气相体积分分数越大,说明空化越严重<sup>[8]</sup>。

3.1 水压柱塞泵整体的空化分布<sup>[9]</sup>

图 5 为斜盘倾角  $\beta=10.9^\circ$ 、一级卸荷槽深度  $h=0.25\text{ mm}$  时水压柱塞泵的整体气相体积分分数分布云图。在吸水区域的柱塞腔(1、2、3、4)有不同的空化程度,其中经过配流盘吸水口瞬时的柱塞腔 1 存在最高的空化程度,局部气相体积分分数达 12%。由于柱塞腔绕轴心转动产生离心力的作用,使柱塞腔近转心处的压力减小,导致空化现象主要发生在柱塞腔近转心处。由图 5 中柱塞腔 1 可知,处于吸水瞬时的柱塞腔顶部空化程度相对于柱塞腔吸排水口的空化程度更加严重。

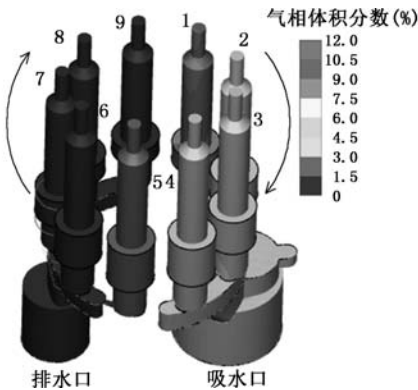
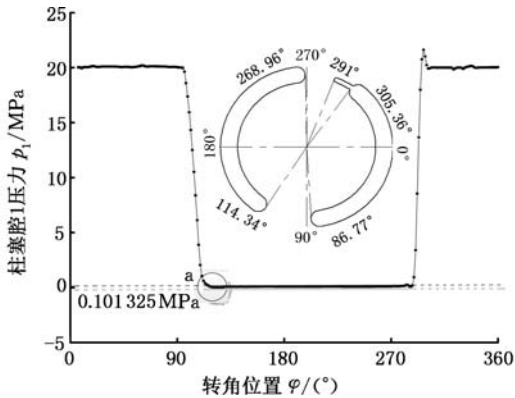


图 5 各区域空化分布

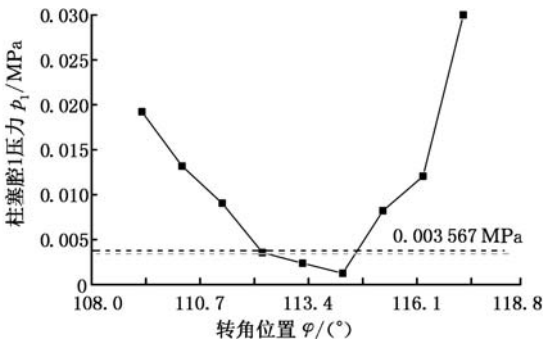
Fig.5 Distribution of cavitation in each area

如图 6a 所示,由 0°转至 108°时,柱塞腔的压力为 20 MPa,高压的作用导致此区域的柱塞腔不会产生空化现象;转至 108°时腔内压力迅速减小;如图 6b 所示,转至 113.4°左右时,柱塞腔的压力降至 2.4 kPa,低于水的饱和蒸气压 3.567 kPa,液态水本身沸腾、汽化而形成大量蒸气泡,腔内气相体积分分数增加,柱塞腔产生严重空化现象。柱塞腔继续转动至配流盘吸水区域,压力几乎稳定在 0.1 MPa 左右,同时柱塞腔内的气相体积分分数也几乎趋于稳定。

由图 5 和图 6a 可知,随着柱塞腔的转动至配



(a) 柱塞腔 1 压力变化特性曲线



(b) 压力特性曲线 a 处放大图

图 6 压力特性曲线

Fig.6 Characteristic curve of pressure

流盘卸荷槽,高压的作用使气泡中所含蒸气突然重新混入,溶入液体或凝结为液态致使气泡急剧破灭,气相体积分分数进而减小。进入配流盘排水口,柱塞腔的压力为 20 MPa,远远高于水的饱和蒸气压,没有产生明显的空化。柱塞腔 6~9 没有产生明显的空化。

3.2 卸荷槽产生空化的机理<sup>[10]</sup>

图 7 分别为卸荷槽与柱塞腔接触瞬时的速度云图、湍流动能云图及气相体积分分数分布云图。比较图 7a~图 7c 可以看出,配流盘卸荷槽的气相体积分分数与其速度以及湍流动能有着密切的联系。

如图 7a 所示,在柱塞腔转向配流盘卸荷槽时,由于腔内的低压水与高压水接触,高压水由配流盘排水口流向柱塞腔,产生非常大的回流速度(可达 160 m/s),引起局部压降与强烈的湍流动能(图 7b),该湍流动能高达  $320\text{ m}^2/\text{s}^2$ ,为配流盘卸荷槽处产生空化提供了条件。如图 7c 所示,柱塞腔底部侧壁与配流盘卸荷槽部位气相体积分分数可达 96%。

3.3 不同斜盘倾角对柱塞腔、配流盘吸水口空化的影响

图 8 所示为卸荷槽深度  $h=0.25\text{ mm}$  时不同斜盘倾角对柱塞腔 1 的气相体积分分数影响特性曲线。对比斜盘倾角  $\beta=10.9^\circ$ 、 $12.9^\circ$ 、 $14.9^\circ$  时柱塞

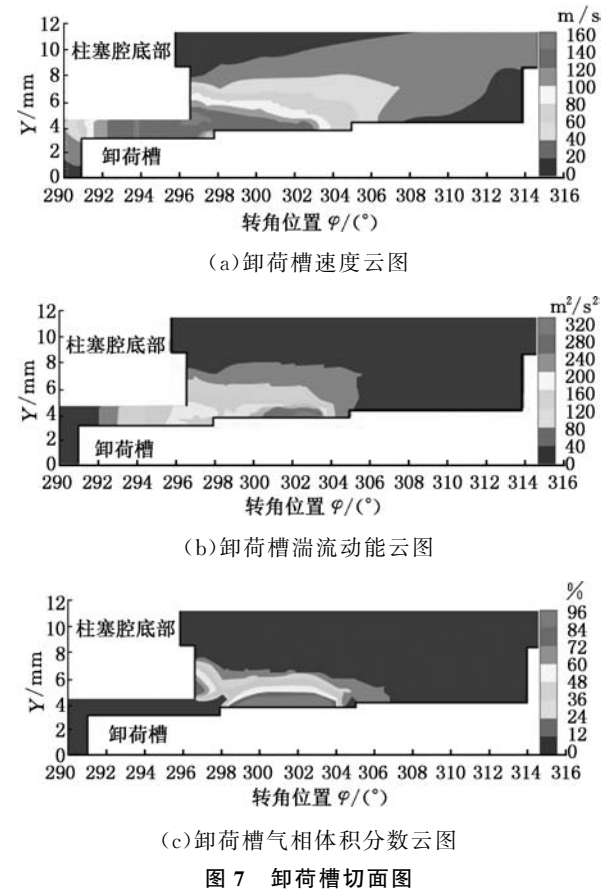


图 7 卸荷槽切面图

Fig.7 Sectional drawing of relief groove

腔 1 的气相体积分数曲线,得出随着斜盘倾角的增大,腔内气相体积分数尖峰的幅度有所增大、时间有所延长,其尖峰分别达到 2.14%、2.58%、2.96%。柱塞腔 1 在 108°~285°之间,处于吸水区域的气相体积分数也几乎随斜盘倾角的增大而增大。可知斜盘倾角越大,对柱塞腔的空化程度越明显,表明减小斜盘倾角可以改善柱塞的气相体积分数的峰值与持续时间。

图 9 所示为卸荷槽深度  $h=0.25\text{ mm}$  时,不同斜盘倾角对配流盘吸水口的气相体积分数影响

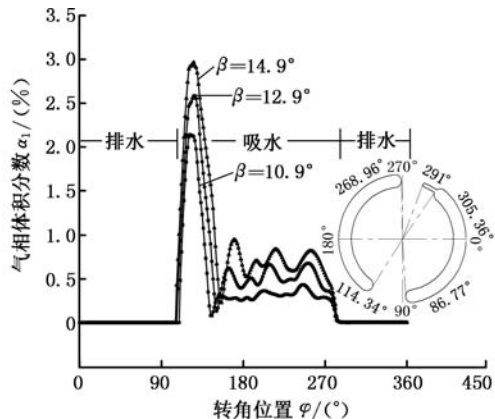


图 8 不同斜盘倾角对柱塞腔空化影响曲线  
Fig.8 Influence curves of sloping plate angles on cavitation in plunger chamber

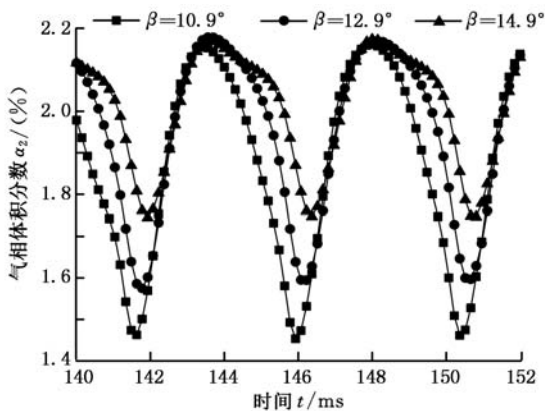


图 9 不同斜盘倾角对配流盘吸水口空化影响曲线  
Fig.9 Influence curves of sloping plate angles on cavitation at port plate

特性曲线。由图 9 可知,斜盘倾角  $\beta=10.9^\circ$ 、 $12.9^\circ$ 、 $14.9^\circ$  时最大的气相体积分数几乎相等(均为 2.15%),而最小气相体积分分数分别为 1.46%、1.57%、1.74%,随着斜盘倾角的增大,最小气相体积分分数随之增大,持续时间延长。说明随着斜盘倾角的减小,配流盘吸水口的空化程度明显减弱,持续时间有所缩短。适当减小斜盘倾角,会降低配流盘吸水口的空化程度。

综上所述,由不同斜盘倾角的数值仿真模拟可知,减小斜盘倾角可以有效地抑制柱塞腔和配流盘吸水口的气相体积分数,缩短了空化持续时间,从而降低了该部位空化程度。

### 3.4 不同一级卸荷槽深度 $h$ 对其空化与柱塞腔压力脉动的影响<sup>[11]</sup>

图 10 所示为卸荷槽气相体积分数随一级卸荷槽深度  $h$  变化的特性曲线。随着  $h$  的增大,卸荷槽内气相体积分数呈减小趋势。 $h$  为 0.15 mm 时,气相体积分数最大值为 14.3%; $h$  为 0.45 mm 时,气相体积分数达到最小值 1.8%。

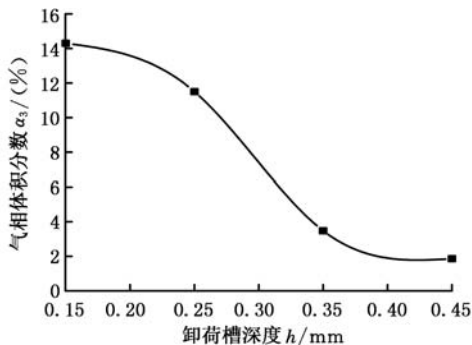


图 10 不同卸荷槽深度对卸荷槽空化影响曲线  
Fig.10 Curve of different relief groove depth to its cavitation

图 11 为卸荷槽处气相分数分布云图,比较图 11a~图 11d 可知,空化只发生在一级卸荷槽处,并且随着一级卸荷槽深度的增大,发生空化的面

积几乎不变,但气相体积分数较高的区域,空化面积有明显的减小。

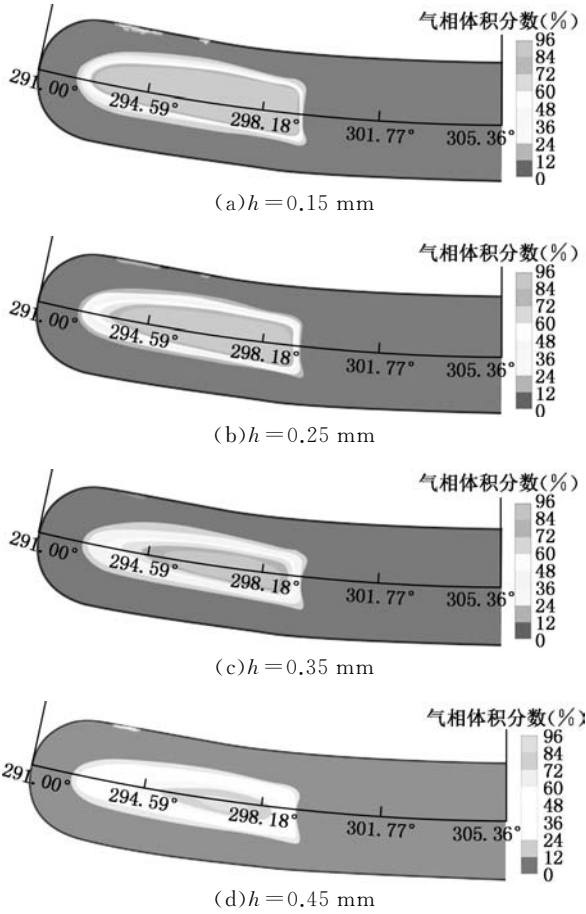


图 11 不同卸荷槽空化云图

Fig.11 Curve of different nephogram of relief groove

压力脉动率是反映柱塞腔内压力冲击的一个主要参数,其计算公式为

σ<sub>p</sub> = (p<sub>max</sub> - p<sub>min</sub>) / p<sub>avg</sub> (20)

式中,p<sub>max</sub>为压力最大值,MPa;p<sub>min</sub>为压力最小值,MPa;p<sub>avg</sub>为压力平均值,MPa。

图 12 所示为不同一级卸荷槽深度下,柱塞腔 1 压力变化的特性曲线。柱塞腔 1 腔内压力在上升沿时有明显的压力尖峰,随着 h 的增大,压力尖峰幅度有所增强。

柱塞腔出口压力特性见表 3。可以看出,随着卸荷槽深度的增大,柱塞腔出口压力尖峰与压力脉动率有明显的增大。

表 3 柱塞腔出口压力特性<sup>[12]</sup>

Tab.3 Pressure characteristics at plunger chamber outlet

h (mm)	p <sub>max</sub> (MPa)	p <sub>min</sub> (MPa)	p <sub>avg</sub> (MPa)	σ <sub>p</sub> (%)
0.15	21.00	19.99	20.06	5.03
0.25	21.62	20.01	20.09	8.01
0.35	22.16	20.04	20.10	10.55
0.45	22.73	20.03	20.12	13.42

4 结论

(1)水压柱塞泵的空化现象主要发生在吸水

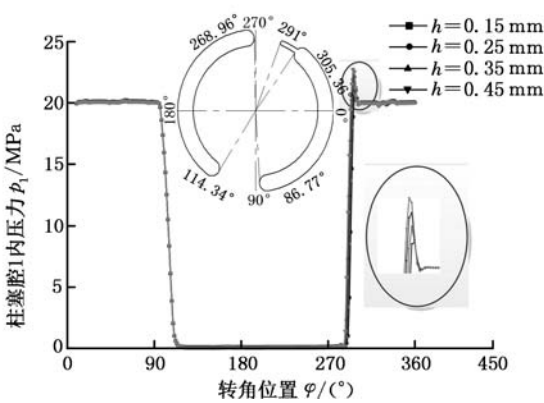


图 12 不同 h 下柱塞腔出口压力曲线  
Fig.12 Pressure curves at plunger chamber outlet under different h of relief groove

状态的柱塞腔、配流盘吸水口,其中,柱塞腔的空化发生在近转心侧与柱塞顶部。卸荷槽内局部的气相体积分数可达 96%。

(2)不同斜盘倾角会直接影响柱塞腔、吸水配流盘区域空化的程度,斜盘倾角越大,其空化程度越严重。

(3)随着配流盘一级卸荷槽深度的增大,卸荷槽的气相体积分数呈减小趋势;而柱塞腔内压力尖峰以及压力脉动率存在明显的增加。

(4)本文研究结果对研究水压柱塞泵空化成因以及结构改进具有参考价值。

参考文献:

[1] 刘春节,吴小峰,干为民,等. 基于全空化模型的柱塞泵内空化流动的数值模拟[J]. 中国机械工程, 2015,26(24):3341-3347.  
LIU Chunjie, WU Xiaofeng, GAN Weimin, et al. Numerical Simulation of Cavitation Flow in Piston Pump Based on Full Cavitation Model[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(24): 3341-3347.  
[2] 陆亮. 液压节流阀中的空化流动与噪声[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.  
LU Liang. Cavitating Flow and Noise in Hydraulic Throttling Valves[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.  
[3] 築地徹浩, 陈卓, 陈晶晶. 轴向柱塞泵内部空化流的可视化分析[J]. 液压与气动, 2015(2): 1-7.  
ZHUDI Chehao, CHEN Zhuo, CHEN Jingjing. Visualized Analysis of Cavitation Inside Axial Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(2): 1-7.  
[4] 翟江. 海水淡化高压轴向柱塞泵的关键技术研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2012.  
ZHAI Jiang. Investigation into the Key Problems of Axial Piston Pump for Seawater Desalination [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.



- [5] 吉晨. 受限制空间内的气泡行为数值与实验研究[D]. 杭州:浙江大学, 2013.
- Ji Chen. Numerical and Experimental Research of Bubble Behavior in Restricted Space [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2013.
- [6] 黄新良. 变量齿轮泵的 CFD 分析[J]. 机床与液压, 2015, 43 (2): 143-149.
- HUANG Xinliang. CFD Analysis of Variable Gear Oil Pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2015, 43 (2): 143-149.
- [7] 董旭旭. 变量齿轮泵的空化流动[D]. 上海: 上海工程技术大学, 2013.
- DONG Xuxu. Testing and Research on Cavitation Flow in Variable Gear Pump[D]. Shanghai: Shanghai University of Engineering Science, 2013.
- [8] 赵飞. 混流式水轮机空化流动特性分析[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2012, 31(2): 69-72.
- ZHAO Fei. Cavitation Characteristic Analysis of Francis Turbine [J]. Journal of Xihua University (Natural Science), 2012, 31 (2): 69-72.
- [9] 翟江. 水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟[J]. 液压与气动, 2012, 43(11): 245-260.
- ZHAI Jiang. Numerical Simulation of Cavitation Flow in Water Hydraulic Axial Piston Pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012, 43(11): 245-260.
- [10] 王海燕. 轴向柱塞泵汽蚀机理及仿真研究[D]. 太原: 中北大学, 2014.
- WANG Haiyan. The Cavitation Mechanism and Simulation Research of Axial Piston Pump [J]. Taiyuan: North University of China, 2014.
- [11] 邵立煊, 刘世亮, 杨毅, 等. 基于 CFD 的轴向柱塞泵配流盘仿真[J]. 液压与气动, 2008(6): 42-44.
- GAO Lihuan, LIU Shiliang, YANG Yi, et al. CFD Simulation of Valve Plate in Axial Piston Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008(6): 42-44.
- [12] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.
- MA Ji'en. Study on Flow Ripple and Valve Plate Optimiztion of Axial Piston Pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009.

(编辑 陈 勇)

作者简介: 高殿荣, 男, 1962 年生, 教授、博士研究生导师。主要研究方向为 CFD、PIV 与新型流体元件。E-mail: gaodr@ysu.edu.cn.

(上接第 433 页)

- [6] 史力晨, 王良曦, 张兵志. 车载火炮系统动力学仿真[J]. 系统仿真学报, 2004, 16(3): 366-369.
- SHI Lichen, WANG Liangxi, ZHANG Bingzhi. Dynamic Simulation of Tank Gun System[J]. Journal of System Simulation, 2004, 16(3): 366-369.
- [7] 陈兵, 顾亮, 黄华. 履带车辆半主动悬挂计算机仿真研究[J]. 计算机工程与设计, 2006, 27(1): 7-11.
- CHEN Bing, GU Liang, HUANG Hua. Computer-Simulation Study of Tracked Vehicle with Semi-active Suspension [J]. Computer Engineering and Design, 2006, 27(1): 7-11.
- [8] 韩宝坤. 装甲履带车辆行动装置动态性能研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2003.
- HAN Baokun. Dynamic Performance Research for Travel Mechanism of Armored Tracked Vehicles [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2003.
- [9] 孙伟, 张琦, 孙丰, 等. 虚拟环境中履带式车辆运动仿真[J]. 计算机仿真, 2008, 25(8): 258-262.
- SUN Wei, ZHANG Qi, SUN Feng, et al. Simulation of Tracked Vehicle in Virtual Environment [J]. Computer Simulation, 2008, 25 (8): 258-262.
- [10] 王钦龙, 王红岩, 芮强. 基于多目标遗传算法的高速履带车辆动力学模型参数修正[J]. 兵工学报, 2016, 37(6): 969-978.
- WANG Qinlong, WANG Hongyan, RUI Qiang. Research on Parameter Updating of High Mobility Tracked Vehicle Dynamic Model Based on Multi-objective Genetic Algorithm [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(6): 969-978.
- [11] 居乃鹏. 装甲车辆动力学分析与仿真[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002: 20-47.
- JU Naijun. Dynamic Analysis and Simulation for Armored Vehicle[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2002: 20-47.
- [12] 丁法乾. 履带式车辆悬挂系统动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004: 67-81.
- DING Faqian. Dynamics of Tracked Armored Vehicle Suspension System[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2004: 67-81.
- [13] 王红岩, 王钦龙, 芮强, 等. 车辆行驶路面的数字化建模方法研究[J]. 兵工学报, 2016, 37(7): 1153-1160.
- WANG Hongyan, WANG Qinlong, RUI Qiang, et al. Research on Digital Modeling Method of Riding Road of Vehicle [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37 (7): 1153-1160.

(编辑 陈 勇)

作者简介: 郝酉飞, 男, 1992 年生, 硕士研究生。王红岩(通信作者), 男, 1965 年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为军用履带车辆动力学分析与仿真。E-mail: why\_cvt@263.net.