

2D 高频转阀液动力矩研究*

白继平^{1,2} 贾文昂¹ 阮健¹

(1. 浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 杭州 310014; 2. 浙江交通职业技术学院海运学院, 杭州 311112)

摘要: 2D 高频转阀是利用阀芯双自由度运动而设计的一种转阀, 阀芯高速旋转时, 阀口油液流速的变化对阀芯会产生周期性的液动力矩, 干扰阀芯的正常驱动, 甚至影响 2D 高频转阀的正常工作。对不同结构阀芯的 2D 高频转阀阀腔流场进行了数值计算, 研究阀芯结构变化对阀芯沟槽流体近壁平均压力、近壁平均流速和阀芯液动力矩的影响, 研究表明 3 号和 4 号阀芯单元结构布局合理, 且阀芯沟槽底面高度 h 越大, 液动力矩变化越平稳, 阀口流量越大。

关键词: 2D 高频转阀 液动力矩 阀芯单元

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0320-07

引言

油液流经液压阀口时, 因油液速度和方向发生变化, 对阀芯产生液动力作用, 其中液动力分为稳态液动力和瞬态液动力, 稳态液动力影响阀的操控性、阀芯动作灵敏度, 瞬态液动力则在一定条件下导致阀工作不稳定, 影响阀的控制精度^[1]。

流体数值计算技术可以有效揭示阀腔流场流体动力学特性, 有利于阀的结构设计及性能优化, 文献[2-8]给出了流体数值计算的一些研究方法与研究成果。

2D 高频转阀(简称 2D 阀)^[9-10]不同于一般滑阀或转阀, 阀芯旋转运动时, 阀口高速“开关”切换, 阀口流场变化剧烈, 阀芯会受到切向液动力产生的液动力矩作用, 干扰阀芯正常旋转运动, 影响 2D 阀工作的稳定性。采用解析方法推导阀芯液动力矩较困难, 本文采用数值计算方法^[11], 研究不同阀芯结构的 2D 阀工作过程中阀口流场变化情况, 求解阀腔内流体运动参数的数值解, 研究阀芯几何参数变化对液动力矩的影响, 为优化阀芯结构、提高 2D 阀的工作性能奠定基础。

1 2D 阀结构简化

三位四通 2D 阀^[12]由两个可变阻力半桥组成, 可变阻力半桥 A 由台肩 I 和 II 处阀口组成, 可变阻力半桥 B 由台肩 III 和 IV 处阀口组成(图 1)。当台肩

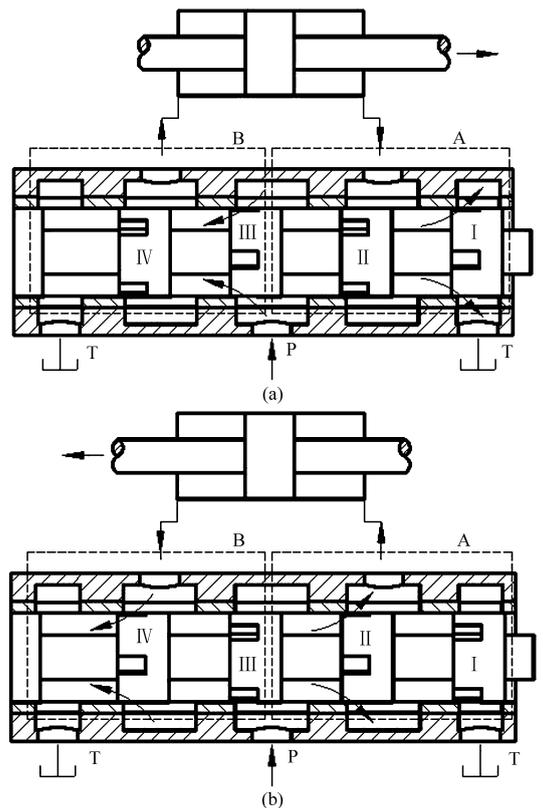


图 1 2D 阀控液压缸原理图

Fig. 1 Schematic of 2D valve controlled cylinder

(a) I、III 阀口联通 (b) II、IV 阀口联通

I、III 处阀口开启时(图 1a), 油液经台肩 I 处阀口排出系统, 油源油液经台肩 III 处阀口流入系统; 当台肩 II、IV 处阀口开启时(图 1b), 油源油液经台肩 II 处阀口流入系统, 系统油液经台肩 IV 处阀口排出系

收稿日期: 2013-03-30 修回日期: 2013-04-12

* 国家自然科学基金资助项目(51105337)

作者简介: 白继平, 博士生, 浙江交通职业技术学院副教授, 主要从事流体传动与控制技术研究, E-mail: baijp@zjvtit.edu.cn

通讯作者: 阮健, 教授, 博士生导师, 主要从事流体传动与控制技术研究, E-mail: yanyan333@126.com

统。阀芯4个台肩沟槽的结构尺寸相同,台肩 I、III 处沟槽和台肩 II、IV 处沟槽均匀错开一定角度,以确保两个可变阻力半桥只有一个阀口工作,所以 2D 阀阀芯液动力矩可以等价于两个 2D 阀等价单元(图 2) 阀芯所受液动力矩之和,其中阻力半桥 A 阀芯液动力矩等价于油液从 P2 向 P1 流动时阀芯受到的液动力矩,阻力半桥 B 阀芯液动力矩等价于油液从 P1 向 P2 流动时阀芯受到的液动力矩。

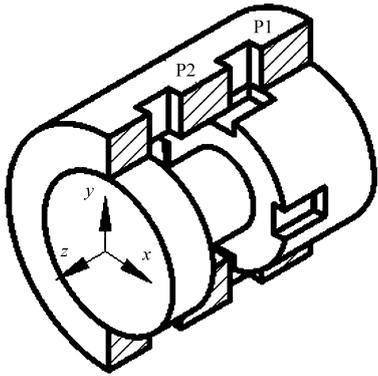


图 2 2D 阀等价单元

Fig.2 Equivalent unit of 2D valve

为了更好分析沟槽几何尺寸变化对阀芯液动力矩的影响,采用图 3 所示阀芯单元进行流场分析,图 4 给出了相应等价单元的阀口局部剖视图,图 5 给出切向液动力作用的阀芯沟槽壁面,其中 1 号和 3 号阀芯的受力壁面相同(图 5a),2 号和 4 号阀芯的受力壁面相同(图 5b),且 2 号、4 号阀芯沟槽受力壁面是 1 号、3 号阀芯沟槽受力壁面的 2 倍。

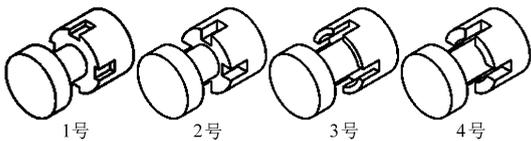


图 3 阀芯单元示意图

Fig.3 Schematic diagram of structural spools

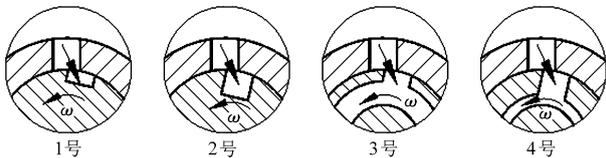


图 4 阀口局部剖视图

Fig.4 Partial sectional view of valve port

2 数学模型

2.1 阀芯数学模型

图 6 给出了 2D 阀阀口局部示意图,阀芯台肩沟槽圆心角为^[13]

$$\theta_0 = \frac{\pi}{2Z} \quad (1)$$

式中 Z ——阀芯沟槽数

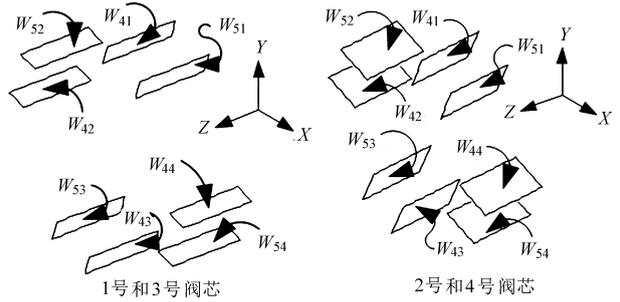


图 5 液动力作用沟槽壁面示意图

Fig.5 Notch walls of flow force action

台肩相邻沟槽圆心角为 $4\theta_0$, 阀芯以角速度 ω 匀速逆时针旋转, 阀芯台肩沟槽与阀套窗口重叠形成矩形阀口, 阀口周向开度 y_v 对应的圆心角 γ 定义为阀芯转角。阀芯旋转运动时, 阀口面积 A_v 与 γ 关系无量纲图如图 7 所示, 即阀芯角相位 $\gamma/\theta_0 \in (0, 1)$ 时, 阀口逐渐开大, 在 $\gamma/\theta_0 = 1$ 时, 阀口开度最大, 随后 $\gamma/\theta_0 \in (1, 2)$ 时, 阀口逐渐关小, $\gamma/\theta_0 \in (2, 4)$ 时, 阀口关闭。

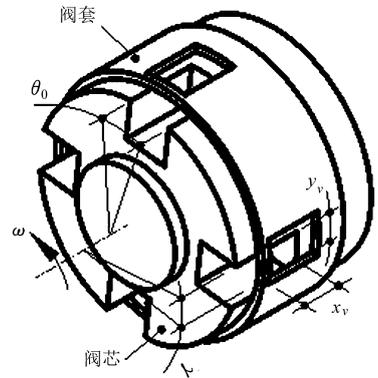


图 6 阀口示意图

Fig.6 Diagram of valve ports

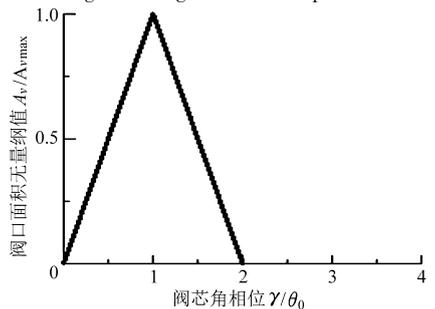


图 7 阀口面积曲线

Fig.7 Curve of valve ports area

阀芯沟槽与阀套窗口形成的阀口面积为

$$A_v = Zx_v y_v \quad (2)$$

式中 x_v ——阀口在阀芯轴向开度, m

y_v ——阀口周向开度, 即阀口面积梯度

$$y_v = \begin{cases} R\gamma & (\gamma/\theta_0 \in [0, 1]) \\ R(2\theta_0 - \gamma) & (\gamma/\theta_0 \in [1, 2]) \\ 0 & (\gamma/\theta_0 \in [2, 4]) \end{cases} \quad (3)$$

式中 R ——阀芯台肩半径, m

2.2 沟槽径向截面积数学模型

图3所示4种阀芯单元可以归纳为2种类型,即I型阀芯是在台肩处开有矩形沟槽(图3中1号和2号),II型阀芯是I型阀芯沟槽的底部铣出环形沟槽形成的(图3中3号和4号),这2种类型阀芯沟槽径向截面积分别为

$$A_{N1} = -2ZRhsin\left(\frac{\pi}{4Z}\right) + \frac{\pi}{4}R^2 + \frac{1}{2}ZR^2sin\left(\frac{\pi}{2Z}\right) \quad (4)$$

$$A_{N2} = \pi h^2 - 2ZRhsin\left(\frac{\pi}{4Z}\right) + \pi R^2sin^2\left(\frac{\pi}{4Z}\right) + ZR^2sin\left(\frac{\pi}{2Z}\right) - \pi R_0^2 \quad (5)$$

式中 R_0 ——阀芯半径,m

h ——矩形沟槽底面高度,m

阀芯沟槽数 Z 选定时,阀芯台肩沟槽底面高度 h 对沟槽径向截面积 A_N 的影响如图8所示,可知 h 值越大, A_{N1} 越小, A_{N2} 越大; Z 值的变化对 A_{N1} 影响较小; Z 值取4时, A_{N2} 较大。

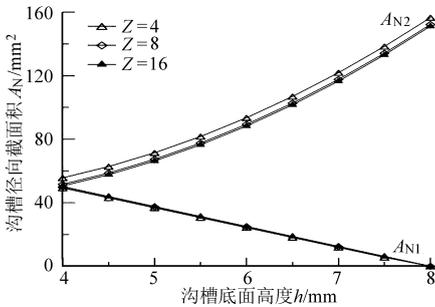


图8 $A_N - h$ 关系曲线

Fig. 8 Curves between A_N and h

文中1号和3号阀芯单元的 h 值取 6.5 mm, 2号和4号阀芯单元的 h 值取 5.5 mm,图9描述了阀芯沟槽数 Z 取4时, A_N 和 A_v 随阀芯转角 γ 变化的关系,可见沟槽径向截面积 A_N 是不随 γ 变化的,而阀口面积 A_v 随着 γ 呈现近似三角波规律变化。由图9知,对于1号阀芯,当 $\gamma/\theta_0 \in (0.36, 1.64)$ 时, $A_{N1} < A_v$, 当 $\gamma/\theta_0 \in (0, 0.36) \cup (1.64, 2)$ 时, $A_{N1} > A_v$; 对于2号阀芯,当 $\gamma/\theta_0 \in (0.73, 1.27)$ 时, $A_{N1} < A_v$, 当 $\gamma/\theta_0 \in (0, 0.73) \cup (1.27, 2)$ 时, $A_{N1} > A_v$ 。当 $A_{N1} < A_v$ 时,沟槽对油液有节流现象,当 $A_{N1} > A_v$ 时,油液的节流现象主要出现在阀口处。对于3号和4号阀芯,在阀芯转角整个范围内,存在 $A_{N2} > A_v$,说明油液的节流现象主要出现在阀口处。

2.3 液动力矩数学模型

由于阀芯沟槽几何尺寸相同且均匀布置,则壁面 W_{41} 、 W_{42} 、 W_{43} 和 W_{44} 的近壁流场相同,壁面 W_{51} 、 W_{52} 、 W_{53} 和 W_{54} 的近壁流场相同,所以阀芯单元液动力矩的研究可以简化成对某一阀口的研究。阀口在

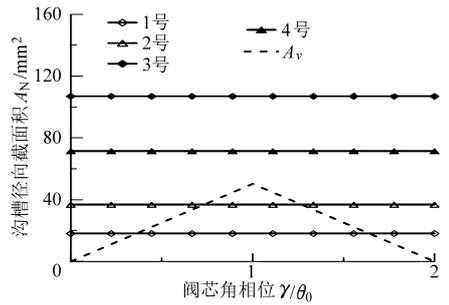


图9 $A_N, A_v - \gamma$ 关系曲线

Fig. 9 Curves between A_N, A_v and γ

开大或关小过程中(图10),近阀口壁面近壁平均流速较快,由伯努利方程知,该壁面近壁平均压力较小,则沟槽内油液对阀芯产生的液动力 F_1 和液动力矩 M_t 分别为

$$F_1 = Z(p_{41}A_{41} - p_{51}A_{51}) \quad (6)$$

$$M_t = F_1 \left(\frac{h + h_0}{2} \right) \quad (7)$$

式中 p_{41} ——壁面 W_{41} 近壁平均压力,Pa
 A_{41} ——壁面 W_{41} 面积, m^2
 p_{51} ——壁面 W_{51} 近壁平均压力,Pa
 A_{51} ——壁面 W_{51} 面积, m^2
 h_0 ——沟槽圆心角对应弦的高度

$$h_0 = Rcos\left(\frac{\theta_0}{2}\right) \quad (8)$$

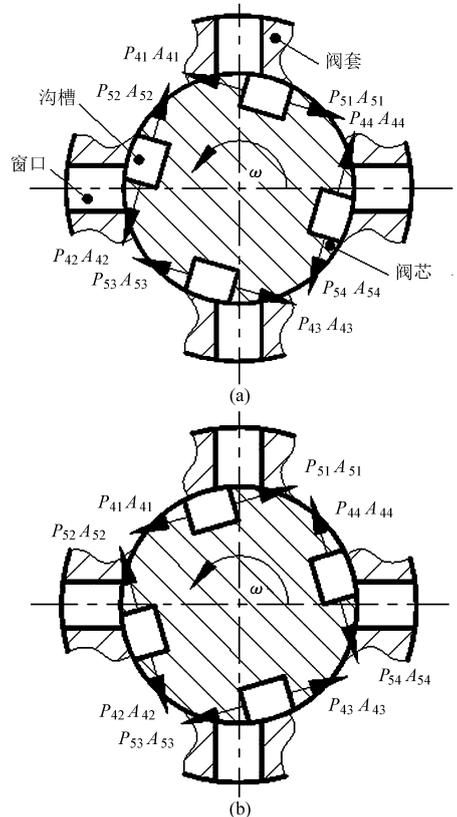


图10 液动力示意图

Fig. 10 Principle of flow force F_1 generation

(a) 阀口开启 (b) 阀口关小

采用计算流体力学软件对阀腔流体进行数值计算, 求出阀芯沟槽各个壁面的近壁平均压力, 再由式(7)可以求出 M_i 。

3 数值计算结果分析

利用 FLUENT 软件^[14]对 2D 阀等价单元阀腔流体进行流场数值计算, 采用定压差工况, 即高压油口压力设定为 21 MPa, 低压油口压力设定为 0.5 MPa, 当油口 P1 是高压口、P2 是低压口时, 油液在阀腔内的流动方向定义为 P1→P2, 当油口 P1 是低压口、P2 是高压口时, 油液在阀腔内的流动方向定义为 P2→P1, 阀芯等价单元其他几何参数如表 1。

表 1 阀芯等价单元几何参数

Tab.1 Geometric parameters of spool equivalent unit

参数	数值
阀芯直径/mm	16
阀芯转速 $\omega/(r \cdot s^{-1})$	100
沟槽数 Z	4
沟槽轴向长度 x_{max}/mm	4
1 号阀芯沟槽底面高 h_1/mm	13
2 号阀芯沟槽底面高 h_2/mm	10
3 号阀芯环形沟槽直径/mm	13.37
4 号阀芯环形沟槽直径/mm	10.48

图 11 和图 12 分别描述了油液在阀腔内 P1→P2 和 P2→P1 时 2D 阀等价单元中阀芯受到的 M_i 与 γ 的关系, 其中 M_i 正值表示与阀芯驱动力矩方向相同, M_i 负值表示与阀芯驱动力矩方向相反。

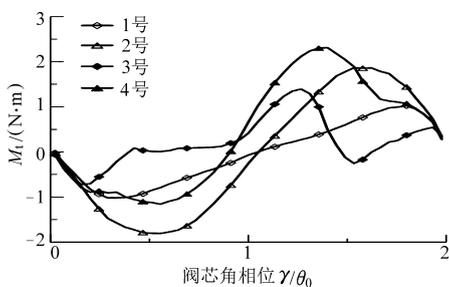


图 11 油液从 P1 流向 P2 时 $M_i - \gamma/\theta_0$ 关系图

Fig. 11 Curves between M_i and γ/θ_0

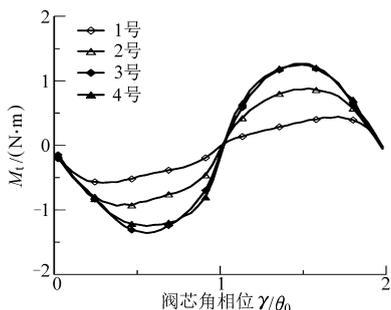


图 12 油液从 P2 流向 P1 时 $M_i - \gamma/\theta_0$ 关系图

Fig. 12 Curves between M_i and γ/θ_0

3.1 油液 P1→P2 流动 $M_i - \gamma/\theta_0$ 关系分析

图 11 中 1 号阀芯单元的 M_i 先反向快速增加,

然后缓慢减小, 过零点后再正向缓慢增加, 最后快速减小至零。阀芯沟槽出现节流现象时, M_i 出现拐点, 因为沟槽节流时沟槽内压力较高且相对稳定 (图 13a 中 1 号阀芯), M_i 变化率较小。2 号阀芯单元减小 h , 沟槽径向流通截面有所增加, 但是 M_i 的拐点出现在 $\gamma/\theta_0 = 0.5$ 和 $\gamma/\theta_0 = 1.5$ 附近, 而不是沟槽节流发生时的阀芯角相位, 这是因为沟槽壁面 W_{41} 和 W_{51} 的近壁压力最大差值发生在 $\gamma/\theta_0 = 0.5$ 和 $\gamma/\theta_0 = 1.5$ 附近, 而不是在沟槽节流点附近 (图 13a 中 2 号阀芯)。图 14a 表明 1 号和 2 号阀芯单元以沟槽节流为主时, 壁面近壁平均流速波动较小, 图 14b 表明 3 号和 4 号阀芯单元主要受阀口节流影响。

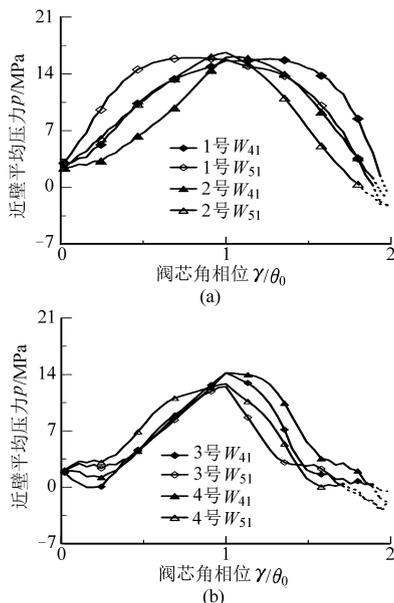


图 13 $p - \gamma/\theta_0$ 关系图

Fig. 13 Curves between p and γ/θ_0

(a) 1 号、2 号阀芯单元 (b) 3 号、4 号阀芯单元

图 11 中 3 号阀芯单元的 M_i 先反向快速增加, 是因为沟槽壁面 W_{41} 近壁压力 p_{41} 快速下降所致 (图 13b), 随着阀口开度变大, p_{41} 快速回升, M_i 逐渐减小, 在 $\gamma/\theta_0 = 0.45$ 时, 从矩形沟槽流入环形沟槽的油液在 W_{51} 侧环形沟槽处出现节流现象, 矩形沟槽压力快速升高, W_{41} 和 W_{51} 近壁压力差值逐渐缩小, M_i 在零附近波动; 在 $\gamma/\theta_0 = 1$ 附近, 阀口开度最大, 大部分油液从矩形沟槽 W_{51} 壁面附近沿轴向直接进入阀腔, 导致 W_{51} 近壁压力迅速下降, M_i 快速上升; 在 $\gamma/\theta_0 = 1.3$ 附近, 阀口继续关小, 矩形沟槽油液从流入 W_{51} 侧环形沟槽转换为流入 W_{41} 侧环形沟槽, 尽管阀口继续关小, 但是液流方向的转换导致 W_{41} 近壁压力微幅下降, 这使得 M_i 在这个过程中异常增大; 随后, W_{41} 近壁压力迅速下降, M_i 也随之下降; 在 $\gamma/\theta_0 = 1.6$ 时, 阀口节流作用突显, 沟槽内压

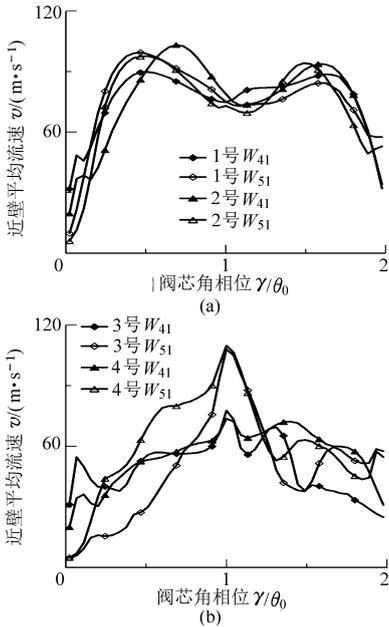


图 14 $v - \gamma/\theta_0$ 关系图

Fig. 14 Curves between v and γ/θ_0

(a) 1号、2号阀芯单元 (b) 3号、4号阀芯单元

力逐渐下降, M_i 值逐渐减小至零附近。4号阀芯单元的 h 较小, 其环形沟槽径向截面尺寸变小, 环形沟槽节流现象严重, 沟槽受力壁面近壁压力差值变化较大(图 13b 中 4号), 致使 M_i 局部变化更大。

图 13 中虚线部分表明, 在阀口关闭前, 各个阀

芯沟槽近壁平均压力都出现了负值, 这说明阀口在关闭过程中阀芯沟槽中存在气穴现象^[15-16]。

3.2 油液 P2→P1 流动 $M_i - \gamma/\theta_0$ 关系分析

图 12 中 1号 和 2号 阀芯单元的 M_i 变化分为阀口节流和沟槽节流两种情况, 阀口节流时, 沟槽压力下降, 由于 W_{41} 近壁平均压力降幅较大(图 15a)、平均流速升幅较大(图 16a), M_i 反向增加; 当沟槽径向截面节流为主时, 沟槽内的流速较平稳、压力降幅变缓, M_i 逐渐减小; 阀口完全开启时($\gamma/\theta_0 = 1$), M_i 降至零附近。阀口关小时, 近阀口壁面 W_{51} 近壁平均流速较大、平均压力增幅较小, M_i 正向增大; 阀口节流时, 沟槽内压力快速上升, W_{41} 和 W_{51} 的近壁压力差值缩小, M_i 正向减小, 直至阀口关闭时, M_i 降至零。 h 越小, 沟槽节流效果不明显, 沟槽近壁平均流速(图 16a)与平均压力降幅都较小(图 15a), 对 W_{41} 和 W_{51} 的近壁压力差值变化影响较小。

图 12 中 3号 和 4号 阀芯单元在阀口开启初期, 以阀口节流为主, 壁面 W_{41} 近壁平均流速升幅(图 16b)与平均压力降幅(图 15b)都较大, M_i 反向快速增加, 在 $\gamma/\theta_0 = 0.5$ 附近, M_i 出现反向极大值; 随着阀口开大, 阀口节流效果减弱, 沟槽内压力快速下降, W_{51} 近壁平均流速增幅(图 16b)与平均压力降幅都快速增大(图 15b), M_i 逐渐减小, 阀口开度最大时

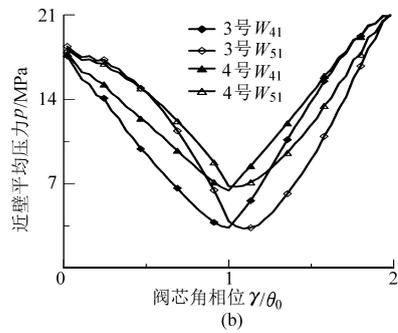
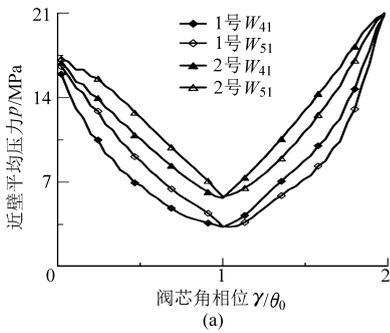


图 15 $p - \gamma/\theta_0$ 关系图

Fig. 15 Curves between p and γ/θ_0

(a) 1号、2号阀芯单元 (b) 3号、4号阀芯单元

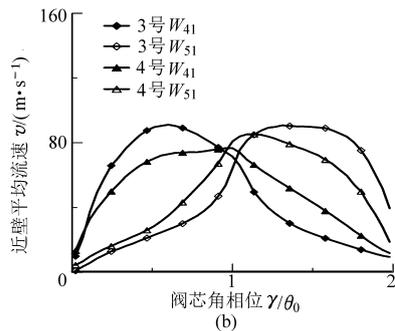
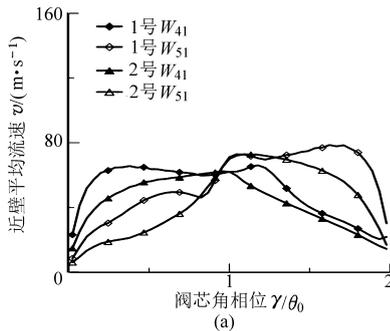


图 16 $v - \gamma/\theta_0$ 关系图

Fig. 16 Curves between v and γ/θ_0

(a) 1号、2号阀芯单元 (b) 3号、4号阀芯单元

($\gamma/\theta_0 = 1$), M_t 接近于零; 随着阀口关小, 阀口节流效果逐渐显现, 沟槽压力逐渐变大, 近阀口壁面 W_{51} 近壁平均流速较大、平均压力升幅较小, M_t 正向逐渐增加, 在 $\gamma/\theta_0 = 1.5$ 附近, M_t 出现正向极大值; 随后阀口节流比较明显, 阀芯沟槽压力快速上升, W_{41} 与 W_{51} 近壁压力差值快速缩小, M_t 快速回落至零。 h 越小, 沟槽压力降幅越小, 沟槽受力壁面近壁平均压力差值越小。

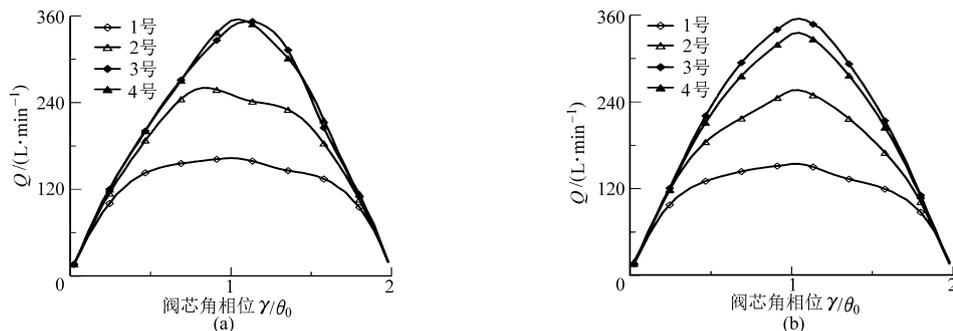


图 17 2D 阀等价单元阀口流量曲线

Fig. 17 Flow rate curves of equivalent unit of 2D valve

(a) P1 是高压油口 (b) P1 是低压油口

4 结论

对 4 种 2D 阀等价单元阀腔流场进行了数值计算, 研究了阀芯沟槽近壁平均压力、平均流速及阀芯受到液动力矩的变化情况, 研究结果表明:

(1) 当 $A_N = A_p$ 对应阀芯转角 $\gamma/\theta_0 < 0.5$ 时, h 的变化对阀芯液动力矩 M_t 波形及幅值有影响, 如图 11 中 1 号阀芯单元; 当 $A_N = A_p$ 对应阀芯转角 $\gamma/\theta_0 > 0.5$ 时, h 变化对 M_t 没有影响, 如图 11 中 2 号阀芯单元。

(2) 阀腔油液从 P1 流向 P2 时, 1 号和 2 号阀芯单元阀口关闭时沟槽内局部低压诱发气穴现象较重, 而 3 号和 4 号阀芯单元沟槽气穴现象较轻。

图 17 描述了 4 种 2D 阀等价单元阀口的体积流量随阀芯角相位的变化曲线图, 可见 1 号和 2 号阀芯单元因沟槽径向截面节流而导致流量出现饱和现象, 而 3 号和 4 号阀芯单元尽管环形沟槽轴向截面存在节流情况, 但阀口流量并未受到较大影响。选择 3 号和 4 号阀芯单元, 可以有效提高阀口流量, 这对提高 2D 高频转阀控制液压缸疲劳试验系统的试验效率是非常重要的。

(3) 改变阀腔内油液的流动方向, 3 号阀芯单元液动力矩变化较平稳, 如图 11 和图 12, 利于 2D 阀持续稳定工作, 1 号和 2 号阀芯单元液动力矩变化差异较大。

(4) 相同工况, 3 号阀芯单元阀口流量幅值最大, 这对 2D 阀在高频疲劳试验中的应用非常重要^[17]。

综上所述, 3 号和 4 号阀芯单元结构形式较合理, 在阀芯台肩结构强度许可的前提下适当增大 h , 能够有效降低阀芯 M_t , 这对减小阀芯驱动力矩、保持阀芯匀速旋转、确保 2D 高频转阀正常工作是非常必要的。

参 考 文 献

- Herbet E M. Hydraulic control system[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- 郭燮, 解宁, 郭津津, 等. 滑阀液动力研究及结构分析[J]. 液压气动与密封, 2012, 32(4): 11-15.
Guo Biao, Xie Ning, Guo Jinjin, et al. Research on flow force of the spool valve and structure analysis[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2012, 32(4): 11-15. (in Chinese)
- 何晓晖, 孙宏才, 程健生, 等. 基于动网格的液压阀阀芯启闭中的液动力分析[J]. 解放军理工大学学报: 自然科学版, 2011, 12(5): 491-495.
He Xiaohui, Sun Hongcai, Cheng Jiansheng, et al. Numerical analysis on flow force of moving ball valve with dynamic mesh[J]. Journal of PLA University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2011, 12(5): 491-495. (in Chinese)
- 郑淑娟, 权龙. 基于 CFD 的液压锥阀阀芯启闭过程的液动力分析[J]. 机电产品开发与创新, 2007, 20(2): 81-82, 85.
Zheng Shujuan, Quan Long. Analysis on flow force of the hydraulic poppet valve with the moving cone based on CFD[J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2007, 20(2): 81-82, 85. (in Chinese)
- Lee G S, Sung H J, Kim H C, et al. Flow force analysis of a variable force solenoid valve for automatic transmissions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(3): 1-7.
- Shohei R, Masami O, Katsumi U, et al. Analysis of flow force in valve with notches on spool[C] // Proceedings of the Sixth

- International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Hangzhou, China, 2005: 435–438.
- 7 付永领,宋国彪,裴忠才,等. 新型直接驱动伺服阀的稳态液动力分析[J]. 机床与液压,1998,156(6):18–20.
Fu Yongling, Song Guobiao, Pei Zhongcai, et al. Analysis of steady-state fluid force in a new direct drive servo valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 1998, 156(6): 18–20. (in Chinese)
- 8 付永领,裴忠才,宋国彪,等. 新型直接驱动伺服阀的瞬态液动力分析[J]. 机床与液压,1999,157(1):23–24.
Fu Yongling, Pei Zhongcai, Song Guobiao, et al. Analysis of transient flow force in a new direct drive servo valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 1999, 157(1): 23–24. (in Chinese)
- 9 贾文昂,阮健,李胜,等. 电液四轴高频疲劳强度试验系统研究[J]. 兵工学报,2010,31(6):770–775.
Jia Wenang, Ruan Jian, Li Sheng, et al. Electro-hydraulic high frequency fatigue test system[J]. Acta Armamentarii, 2010, 31(6): 770–775. (in Chinese)
- 10 任燕,阮健,贾文昂. 2D 阀控电液激振器低频段振动波形分析[J]. 农业机械学报,2010,41(9):187–193.
Ren Yan, Ruan Jian, Jia Wen'ang. Low frequency excited wave forms analysis of an electro-hydraulic vibration exciter using a 2D valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 187–193. (in Chinese)
- 11 冀宏. 液压阀芯节流槽气穴噪声特性的研究[D]. 杭州:浙江大学,2004.
Ji Hong. Investigation into the cavitation noise in grooves of spool valve[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004. (in Chinese)
- 12 Ruan J, Burton R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve [J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part I—Journal of Systems and Control Engineering, 2009, 223(12): 135–147.
- 13 Bai J, Ruan J, Pan G, et al. Simulation research on the dynamic characteristics of a novel electrohydraulic vibration exciter[C]// IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 2009: 3650–3655.
- 14 王福军. 计算流体力学——CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- 15 白继平,阮健. 高频电液数字阀阀口气穴现象研究[J]. 中国机械工程,2012,23(1):22–28.
Bai Jiping, Ruan Jian. Investigation of cavitation phenomena in valve port of a high frequency electro-hydraulic digital rotary valve [J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(1): 22–28. (in Chinese)
- 16 Bai J, Ruan J, Ruan S. Investigation of cavitation phenomena in the valve port of the high frequency electro-hydraulic digital valve [C]//IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Xi'an, China, 2010: 717–722.
- 17 白继平,阮健,贾文昂. 电液谐振式高频疲劳试验台动态特性研究[J]. 振动与冲击,2013(9):95–99.
Bai Jiping, Ruan Jian, Jia Wenang. Dynamic characteristics of electro-hydraulic resonant fatigue test rig[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013(9): 95–99. (in Chinese)

Numerical Study on Flow Moment of 2D High Frequency Rotary Valve

Bai Jiping^{1,2} Jia Wen'ang¹ Ruan Jian¹

(1. The Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China

2. Department of Maritime, Zhejiang Institute of Communications, Hangzhou 311112, China)

Abstract: Two-dimensional high-frequency rotary valve is a kind of rotary valve designed by using spool with two degrees of freedom. When the spool rotates at a high speed, the velocity variation of fluid flowing through the valve ports generates periodic hydraulic torque on the spool, which imposes negative effects on the spool movement or even adversely affects the function of the valve. By calculating the flow fields in the chamber of 2D high-frequency rotary valve with different spool geometrical configurations, the influences of different geometrical dimensions on the average pressure and the average velocity around the notch walls and the flow moment imposed on the spool are presented. The results show that the structure and the layout of No.3 spool unit and No.4 are reasonable, and that the greater the spool groove bottom height h is, the more smoothly the hydraulic moment changes and the greater the flow rate through the valve port is.

Key words: Two-dimensional high-frequency rotary valve Hydraulic moment Spool equivalent unit