

超高压冷气推进系统压力调节 模块性能仿真研究

张涛¹, 李国岫¹, 汪旭东^{1,2}, 王璐¹, 虞育松¹, 刘星¹

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 北京 100044; 2. 北京控制工程研究所, 北京 100190)

摘要: 以超高压冷气推进系统为研究背景, 针对压力调节模块进行数值模拟研究。通过建立调压模块的流固耦合动力学数学模型, 将其工作过程定义为填充、开机和关机三个阶段, 得到了不同阶段的调压特性, 以及节流孔直径和入口压力对压力调节模块不同阶段的影响规律。仿真结果表明: 在不同的工作阶段, 节流孔直径和入口压力的增加都使得稳压腔内压力升高, 只是达到稳定的时间不同, 同时阀芯位移变化也表现出一定的规律性, 这都为压力调节模块的设计提供一定参考。

关键词: 超高压; 压力调节模块; 仿真计算; 填充过程; 开机过程; 关机过程

中图分类号: V432-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 02-0050-06

Stimulation research on performance of pressure regulating module in ultrahigh pressure cold gas propulsion system

ZHANG Tao¹, LI Guo-xiu¹, WANG Xu-dong^{1,2}, WANG Lu¹, YU Yu-song¹, LIU Xing¹

(1. School of Mechanical and Electronic Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China; 2. Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100190, China)

Abstract: By taking ultrahigh pressure cold gas propulsion system as the research background, numerical stimulation research of the pressure regulating module is carried out in this paper. The properties of pressure regulating, and the influence law of throttle hole diameter and inlet pressure on the pressure regulating module in different stages were achieved by establishing the fluid-solid coupling dynamic mathematical model in pressure regulating module, and defining its working process as three stages (filling, start-up and shutdown). The simulation results show that the increase of throttle hole diameter and inlet pressure can boost the pressure in the pressure stabilizing cavity in different stages, but only the time to reach stable state is different, and the change of valve element displacement also shows certain regularity. All of these provide a reference for the pressure regulating module design.

Keywords: ultrahigh pressure; pressure regulating module; simulation calculation; filling process; start-up process; shutdown process

收稿日期: 2014-10-12; 修回日期: 2015-01-14

作者简介: 张涛 (1987—), 男, 博士研究生, 研究领域为航天器推进系统

0 引言

目前冷气推进系统主要应用在小型卫星上^[1], 而压力调节模块^[2-3]是其中重要组件, 广泛应用于工业应用中的各个领域^[4-5]。在冷气推进系统中, 压力调节模块位于气瓶和电磁阀中间, 主要作用是将高压气体进行减压和稳压, 最终经推力器喷出, 产生推力。现阶段研究的冷气推进系统储箱压力一般集中于 10~30 MPa 左右^[6-13]。其中杨明国针对高压空气减压阀在 30 MPa 条件下工作性能进行仿真计算^[7], 获得不同出入口压力以及阀芯开度对阀动态性能的影响。J. D. Claudio Lugini 等对微小冷气推进系统采用弹簧钟摆装置进行试验研究^[13], 储箱压力可以达到 17 MPa。可以看出随着储气压力的逐渐增加, 调压模块呈现出不同于常压下的工作性能, 同时在较高的储气压力条件下可提供更长的工作时间, 具有较高的实用性。

本文以氮气为工作介质, 采用维里方程来考虑实际气体特性, 同时通过用户自定义函数构建流体力和弹簧力之间的相互作用, 针对储气最高压力在 120 MPa 条件下, 对压力调节模块的工作过程进行数值模拟研究。着重考虑节流孔直径和入口压力对压力调节模块填充过程、开机过程以及关机过程的影响规律。这为压力调节模块的设计和规律的探索提供参考。

1 工作原理

图 1 为取 1/2 压力调节模块模型的工作示意及网格划分图。其运动区域的网格划分采用六面体网格以减少网格变形对计算造成的影响, 其他部分采用六面体和四面体网格混合的网格划分模式, 对流体流动剧烈的区域, 如节流孔等进行加密处理。

当高压气体经过入口流进压力调节模块后, 经过入口段和入口段的尾部节流孔, 之后经过节流后的气体流进稳压腔, 当稳压腔内的压力升高到一定程度后, 由于压差的作用会产生很大的与流动方向相反的压力, 使得阀芯向入口方向移动至关闭, 此过程定义为压力调节模块的填充过程。之后稳压腔泄压, 压力调节模块打开, 阀的

开度在弹簧力和流体力的相互作用下达到一个平衡, 这个过程定义为开机过程。而稳压腔内压力升高, 阀芯向入口方向移动至关闭定义为关机过程。

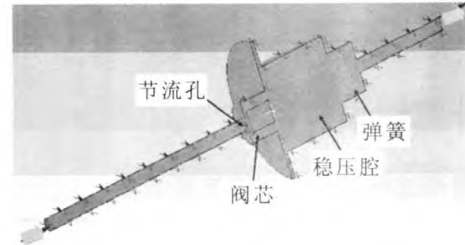


图 1 压力调节模块工作示意图

Fig. 1 Working diagram of pressure regulating module

2 模型建立

入口采用压力入口边界条件, 出口定义为压力出口边界条件或者壁面边界条件。另外定义阀芯为压力调节模块内的运动件, 其位移通过编写 CEL 程序、考虑流体力和弹簧力之间的相互作用进行控制。工质为氮气 (高压条件下, 采用理想气体已经与实际气体存在很大的偏差, 采用维里方程来考虑实际气体行为)。分别建立流固耦合动力学以及实际气体方程^[14-15]

1) 流体控制方程

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{v} \mathbf{v} - \boldsymbol{\tau}_f) = \mathbf{f}_f \quad (2)$$

式中: \mathbf{f}_f 为体积力矢量; ρ_f 为流体密度; \mathbf{v} 为流体速度矢量; $\boldsymbol{\tau}_f$ 为剪切力张量。

2) 固体控制方程

$$\rho_s \ddot{\mathbf{d}}_s = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_s + \mathbf{f}_s \quad (3)$$

式中: ρ_s 为固体密度; $\boldsymbol{\sigma}_s$ 为应力张量; \mathbf{f}_s 为体积力矢量; $\ddot{\mathbf{d}}_s$ 为固体域当地加速度矢量。

3) 阀体动力学方程

$$\Delta P \cdot A + k \cdot \Delta x = m a \quad (4)$$

式中: k 为劲度系数; Δx 为位移量。

4) 在流固耦合交界面处, 流体与固体位移 d , 热流量 q 守恒

$$d_t = d_s \quad (5)$$

$$q_t = q_s \quad (6)$$

5) 实际气体方程

$$Z = \frac{PV_m}{RT} = 1 + \frac{\alpha P}{T} \quad (7)$$

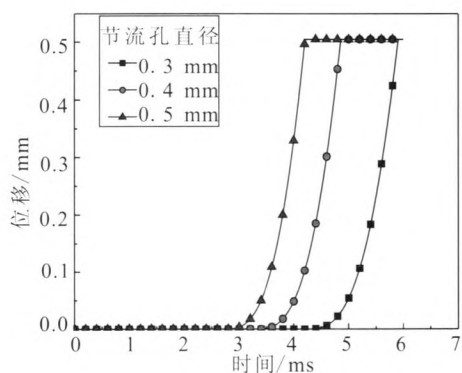
式中 α 为 $1.92 \times 10^{-6} \text{ K/Pa}$ 。

3 计算结果与讨论

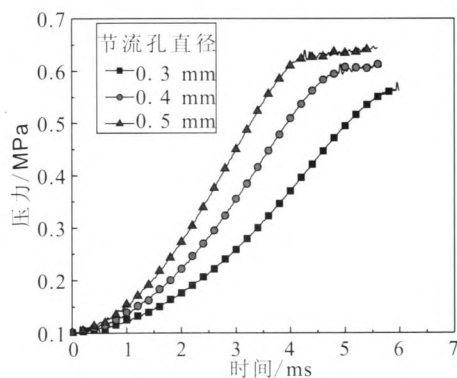
3.1 填充过程工作性能的仿真研究

3.1.1 节流孔直径对填充过程工作性能的影响

分析不同节流孔直径 (0.3 mm, 0.4 mm 和 0.5 mm) 对填充过程的时间以及填充过程完成时稳压腔内的压力建立情况的影响, 如图 2 所示。



(a) 位移变化曲线



(b) 压力变化曲线

图 2 节流孔直径对阀芯位移和稳压腔内压力变化的影响

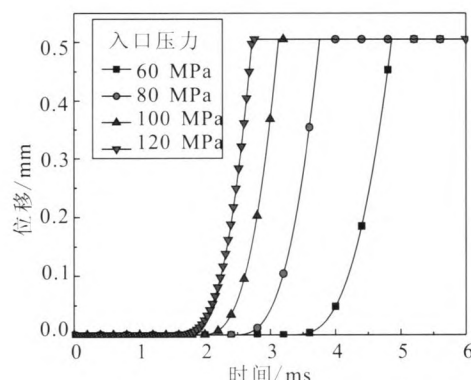
Fig. 2 Influence of throttle hole diameter on displacement of valve element and pressure in pressure stabilizing cavity

从图 2 中可以看出, 填充过程是一个时间相对较短的过程, 可以分为三个阶段: 第一个阶段

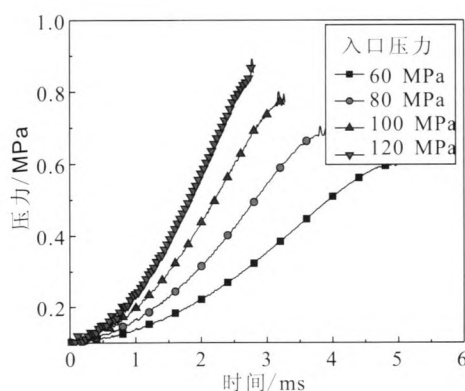
为填充初期, 这时阀芯仍处于零位移位置; 之后进入到阀芯移动期, 随着节流孔直径的增大, 节流效果越弱, 稳压腔内的压力上升越快, 运动延迟时间越短; 当节流孔直径由 0.3 mm, 0.4 mm 增加到 0.5 mm 时, 阀芯运动的延迟时间分别为 4.4 ms, 3.4 ms 和 2.8 ms, 相应的阀芯运动到最大位移的时间分别为 5.9 ms, 4.8 ms 和 4.2 ms。最后压力和位移值趋于稳定, 填充过程完成。稳压腔内压力达到最大值时间与压力调节模块关闭时间大致相同, 随着节流孔直径的增大, 稳压腔内的压力值越大, 分别为 0.566 MPa (0.3 mm), 0.595 MPa (0.4 mm) 和 0.624 MPa (0.5 mm)。

3.1.2 入口压力对填充过程工作性能的影响

分析不同入口压力 (60 MPa, 80 MPa, 100 MPa 和 120 MPa) 对填充过程的时间以及填充过程完成时稳压腔内的压力建立情况的影响, 如图 3 所示。



(a) 位移变化曲线



(b) 压力变化曲线

图 3 入口压力对阀芯位移和稳压腔内压力变化的影响

Fig. 3 Influence of inlet pressure on displacement of valve element and pressure in voltage stabilizing cavity

图 3 表明入口压力越大, 阀芯运动时间越早, 阀芯达到最大位移的时间也越早。当入口压力由 60 MPa 逐渐增加到 120 MPa 时, 阀芯开始运动的时间分别为 3.4 ms, 2.5 ms, 2.2 ms 和 1.9 ms; 达到最大位移的时间分别为 4.8 ms, 3.8 ms, 3.2 ms 和 2.8 ms。分析原因, 因为入口压力越大, 在相同时间内流入稳压腔内的气体越多, 稳压腔内的压力升高的越快, 因此阀芯受到的流体力在更短的时间内超过弹簧力, 使阀芯开始运动。同时稳压腔内的最高稳定压力分别为 0.60 MPa, 0.69 MPa, 0.78 MPa 和 0.88 MPa; 达到最高稳定压力的时间分别为 4.8 ms, 3.8 ms, 3.2 ms 和 2.8 ms。这和阀芯达到最大位移的时间大致相同, 意味着阀芯达到最大位移时稳压腔内的压力基本达到稳定。

3.2 开机过程工作性能的仿真研究

3.2.1 节流孔直径对开机过程工作性能的影响

分析不同节流孔直径 (0.3 mm, 0.4 mm 和 0.5 mm) 对开机过程的时间及开机过程完成时稳压腔内的压力建立情况的影响, 如图 4 所示。

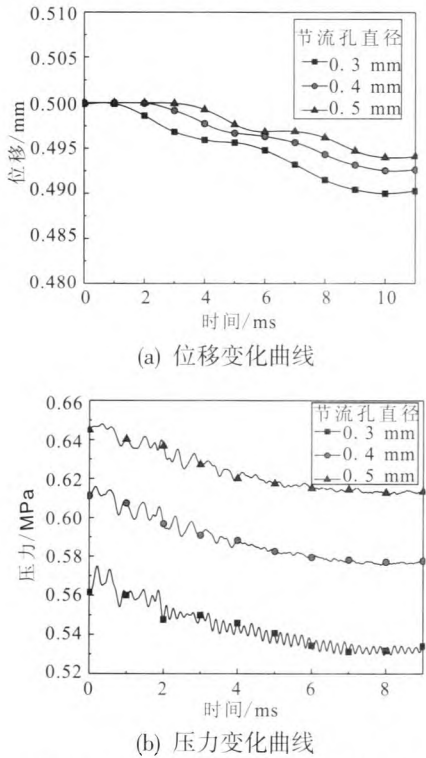


图 4 节流孔直径对阀芯位移和稳压腔内压力变化的影响

Fig. 4 Influence of throttle hole diameter on displacement of valve element and pressure in pressure stabilizing cavity

进入到开机阶段, 减压阀打开, 经历第一阶段的运动延迟期后, 稳压腔内的位移和压力出现振荡, 进入到运动期, 之后振荡幅度减小, 并最终稳定。节流孔直径越大, 填充完成后稳压腔内压力越高, 开机过程中阀芯运动延迟时间越长, 随着节流孔直径增大, 开机完成时压力调节模块开度也越大。当节流孔直径由 0.3 mm 增加到 0.5 mm 时, 压力调节模块的开度分别为 0.006 mm, 0.008 mm 和 0.010 mm; 同时稳压腔内的压力下降值分别为 0.033 MPa, 0.035 MPa 和 0.032 MPa。可见节流孔直径主要影响填充过程完成时稳压腔内的压力值, 对开机过程中稳压腔内的压力变化影响很小, 并且对稳压腔内压力达到稳定的时间影响不大, 都在经过 8.0 ms 后达到稳定。

3.2.2 入口压力对开机过程工作性能的影响

分析不同入口压力(60 MPa, 80 MPa, 100 MPa 和 120 MPa) 对开机过程的时间及开机过程完成时稳压腔内压力建立情况的影响, 如图 5 所示。

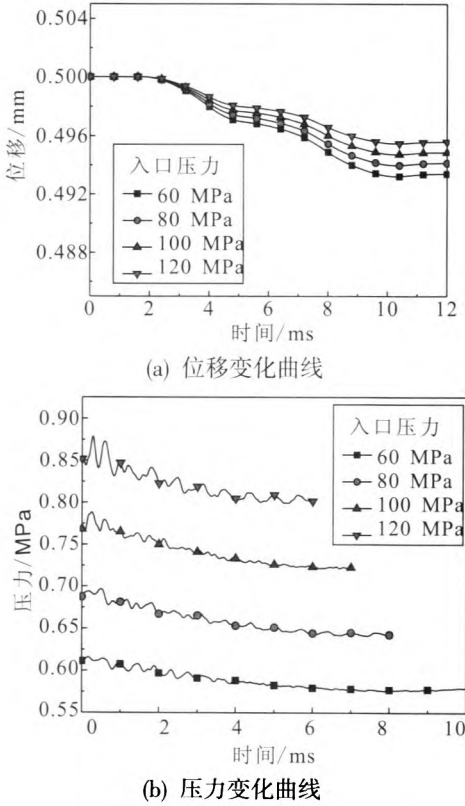


图 5 入口压力对阀芯位移和稳压腔内压力变化的影响

Fig. 5 Influence of inlet pressure on displacement of valve element and pressure in pressure stabilizing cavity

开机后尽管入口压力各不相同,但是阀芯运动延迟的时间大致相同,因为尽管入口压力越大,稳压腔内压力越高,但是在开机时,出口质量流量也越大,因此泄压到阀芯受到的压力差等于弹簧力的时间也大致相同。之后阀芯开始移动,压力调节模块打开。当入口压力由 60 MPa 增加到 120 MPa 时,阀芯位移稳定的时间大约为 10.0 ms 左右,但是阀芯的开度随入口压力的增加而减小,阀芯位移变化分别为 0.006 6 mm, 0.005 9 mm, 0.005 1 mm 和 0.004 4 mm。同时入口压力越大,稳压腔内的初始压力越高,并且在

开机过程中压力达到稳定的时间越短。当入口压力由 60 MPa 增加到 120 MPa 时,稳压腔内的稳定压力分别为 0.58 MPa, 0.64 MPa, 0.72 MPa 和 0.80 MPa, 达到稳定压力的时间分别为 8.7 ms, 8.0 ms, 6.9 ms 和 6.1 ms。

3.3 关机过程工作性能的仿真研究

3.3.1 节流孔直径对关机过程工作性能的影响

分析不同节流孔直径 (0.3 mm, 0.4 mm 和 0.5 mm) 对关机过程的时间以及关机过程完成时稳压腔内的压力建立情况的影响,如图 6 所示。

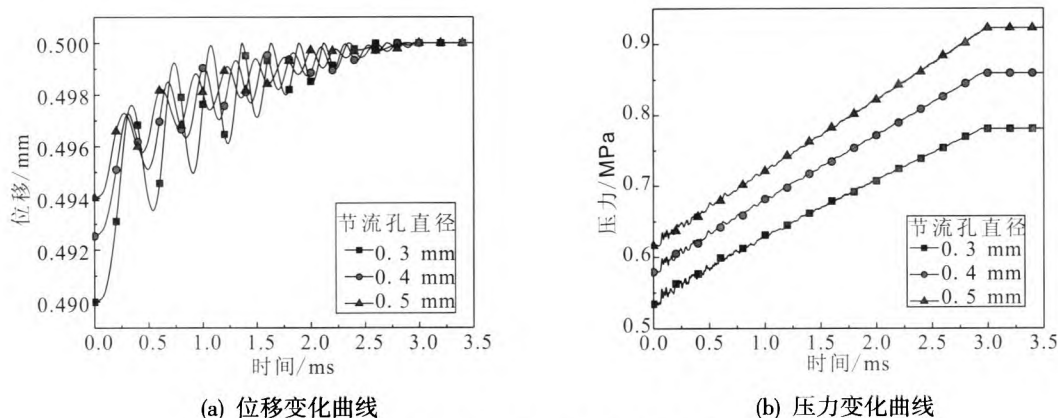


图 6 节流孔直径对阀芯位移和稳压腔内压力变化的影响

Fig. 6 Influence of throttle hole diameter on displacement of valve element and pressure in pressure stabilizing cavity

图 6(a)所示为不同节流孔直径下关机过程的阀芯位移变化曲线。关机时,阀芯的位移都呈现出振荡减小的趋势,并且节流孔直径越大,阀芯位移振荡的幅度越小,最终达到稳定的时间越长。当节流孔直径由 0.3 mm 增加到 0.5 mm 时,压力调节模块完全关闭的时间分别为 2.94 ms, 2.95 ms 和 2.98 ms。压力变化曲线见图 6(b)。关机后稳压腔内压力随着时间的推移基本呈线性增加,节流孔直径越大,稳压腔内的初始压力越高,压力上升速率越大,压力达到稳定所需时间越长。稳定压力越高,关机后稳压腔内最大压力分别为 0.78 MPa, 0.86 MPa 和 0.92 MPa。

3.3.2 入口压力对关机过程工作性能的影响

分析不同入口压力 (60 MPa, 80 MPa, 100 MPa 和 120 MPa) 对关机过程的时间,以及关机过程完成时稳压腔内的压力建立情况的影响,如图 7

所示。

从图 7 可以看出,关机时阀芯的位移都呈现出振荡减小的趋势,并且入口压力越大,阀芯位移振荡的幅度越大,最终达到稳定的时间越短。当入口压力由 60 MPa 增加到 120 MPa 时,压力调节模块完全关闭的时间分别为 2.67 ms, 2.77 ms, 2.86 ms 和 2.95 ms。关机后稳压腔内的压力会随着时间的推移基本呈线性增加,当入口压力越大,稳压腔内的初始压力越高,稳压腔内的压力上升速率越大,压力达到稳定所需的时间越短,稳定压力越高。当入口压力由 60 MPa 变化到 120 MPa 时,关稳压腔内的压力变化率分别为 0.313 MPa/s, 0.224 MPa/s, 0.158 MPa/s 和 0.095 MPa/s, 关机后稳压腔内的最大压力分别为 0.86 MPa, 1.11 MPa, 1.42 MPa 和 1.69 MPa。

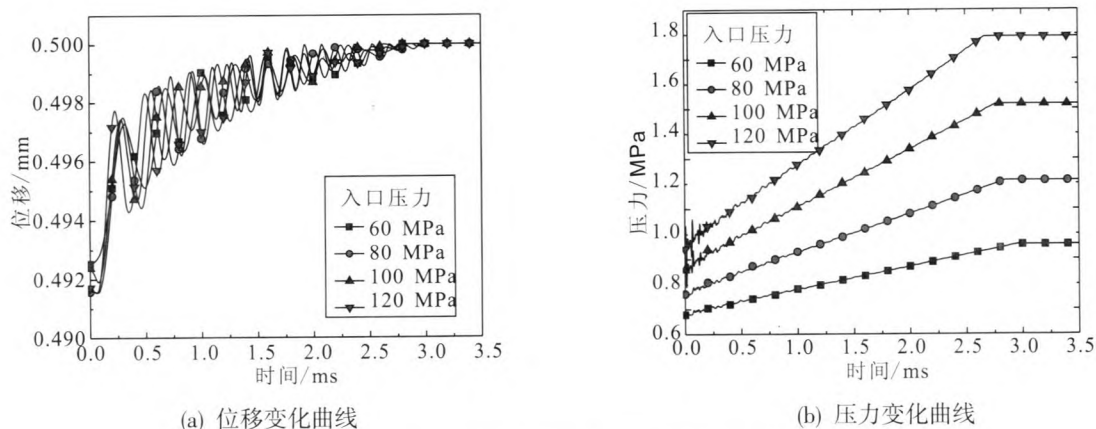


图7 入口压力对阀芯位移和稳压腔内压力变化的影响

Fig. 7 Inference of inlet pressure on displacement of valve element and pressure in pressure stabilizing cavity

4 结论

本文主要对压力调节模块的填充过程、开机过程以及关机过程中的工作特性展开了相应的仿真研究,得到的主要结论如下:

1) 对压力调节模块填充和开机过程中阀芯的运动位移主要分为三个阶段:运动延迟期、运动期和位移稳定期。

2) 在填充过程中,节流孔直径、入口压力越大,压力调节模块填充完成的时间越短,填充完成后稳压腔内压力越高;而在开机过程中,节流孔直径越大,压力调节模块开机时间相差不大,阀芯位移变化越小,填充完成后稳压腔内压力越高。

3) 在关机过程中,阀芯运动位移呈现出振荡的特点,这主要是因为高压流体力与弹簧力之间的相互作用。而随着时间推移,位移曲线逐渐衰减,最终稳定在0.5 mm,压力调节模块完全关闭。节流孔直径越大,压力调节模块关机时间越长,关机完成后稳压腔内压力越高;入口压力越大,压力调节模块关机时间越短,但稳压腔内压力越高。

参考文献:

- [1] 苏生,马巨印,陈阳. 航天器推进系统气路减压阀温度特性研究[J]. 航天器环境工程, 2012, 29(4): 445-449.
- [2] 曾维亮. 航天姿控发动机减压阀的研究[J]. 火箭推进, 2001 (5): 6-11.
- [3] 张钊,周成,周华. 超高压大流量直动式气动减压阀的性能研究[J]. 液压与气动, 2010 (6): 4-6.
- [4] SONG X, CUI L, CAO M, et al. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 81: 407-419.
- [5] DARBY R. The dynamic response of pressure relief valves in vapor or gas service, part I: Mathematical model [J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2013, 26(6): 1262-1268.
- [6] 王宣银,陈奕泽,刘荣,等. 超高压气动比例减压阀的设计与仿真研究[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2005, 39(5): 614-617.
- [7] 杨明国. 高压空气减压阀的动态性能仿真[J]. 中国舰船研究, 2010, 5(4): 56-60.
- [8] 刘上,刘红军,徐浩海. 单向阀流路系统自激振荡特性研究[J]. 火箭推进, 2011, 37(3): 1-5, 17.
- [9] BROWNELL M. Design and analysis of a cold gas propulsion system for stabilization and maneuverability of a high altitude research balloon [D/OL]. [2014-04-01]. <http://www.linkedin.com/in/wne>.
- [10] MATTICARI G, MATERASSI M, NOCI G, et al. Use of a "wide dynamic range" electronic flow regulator to increase the flexibility and versatility of electric and cold gas small propulsion systems[C]// IEPC. [S.l.]: [s.n.], 2011: 96-102.

(下转第74页)

节阀和止回阀等,所有这些都是为了提高设备运行的安全性。

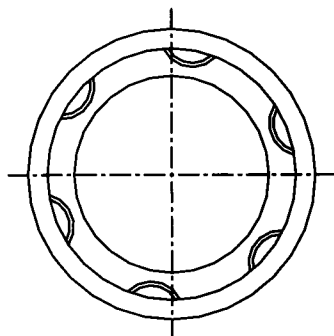


图 7 高压机械密封端面的流体动压槽

Fig. 7 Dynamic pressure groove on seal face for high-pressure machinery

3 结论

高压高扬程固液两相离心泵因为操作工况特殊,在泵设计中需要特别关注转子刚性、轴向力和径向力平衡、过流部件设计、轴承和支撑系统的稳定以及机械密封和系统的设计。30 多个系列、千余台产品的设计研发实践表明:遵循文中

设计原则可以使得离心泵在效率、运行稳定性、操作冗余度、寿命和可靠性方面得到保证。

参考文献:

- [1] HEINZ P B, ALLAN R B. Pump user's hand book: life extension[M]. 3rd Edition. U.S.A.: The Fairmont Press, INC., 2009.
- [2] MATTHEW A G. Addressing pump reliability problems [M]. U.S.A.: Mechanical Solutions Inc., 2006.
- [3] JOHANN F G. Centrifugal pumps [M]. 2nd Edition. Germany: Springer press, 2010.
- [4] KHALID Y A, SAPUAN S M. Wear analysis of centrifugal slurry pump impellers[J]. Industrial Lubrication and Technology, 2007, 59(1): 18-28.
- [5] [S.I.] Installation, operation, maintenance and assembly instructions [M]. Australia: Weir Warman, 2000.
- [6] 何希杰, 劳学苏. 渣浆泵选型方法探讨[J]. 水泵技术, 1995(6): 29-35.
- [7] 卜炎. 机械传动设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [8] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 55 页)

- [11] PAHL R A. Integration and test of a refrigerant-based cold-gas propulsion system for small satellites [J/OL]. [2011-10-23]. <http://www.docin.com>.
- [12] BURGESS J D, HALL M J, LIGHTSEY E G. Evaluation of a dual-fluid cold-gas thruster concept[J]. International Journal of Mechanical and Aerospace Engineering, 2012, 6: 232-237.
- [13] LUGINI C, ROMANO M. A ballistic-pendulum test stand to characterize small cold-gas thruster nozzles[J]. Acta Astronautica, 2009, 64(5): 615-625.
- [14] 严家騄. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- [15] CHEN H, ZHENG J, XU P, et al. Study on real-gas equations of high pressure hydrogen[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2010, 35(7): 3100-3104.

(编辑: 陈红霞)