

气动阀门颤振的局部稳定与全局稳定特性

陈二锋¹, 丁建春^{1,2}, 武园浩¹, 余武江¹, 崔卫民²

(1. 中国航天科技集团公司 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076;

2. 西北工业大学 航空学院, 西安 710072)

摘 要: 基于修正的库仑摩擦力模型,理论分析了气动阀门的非线性稳定特性,提出了阀门颤振的不稳定、局部稳定及全局稳定区域,定性解释了阀门在局部稳定区域颤振的必然性与偶然性;并针对某型号用保险阀,构建了基于 AMESim 的保险阀系统仿真模型,通过线性及非线性稳定性仿真分析,获得了该保险阀系统的局部稳定、全局稳定特性及库仑摩擦力对稳定性的影响特性,在此基础上,开展了不同摩擦力条件、扰动条件下的保险阀系统非线性稳定特性的试验研究,结果表明:对于非线性阀门系统,在局部稳定区域会存在小扰动稳定、大扰动不稳定的状态,从仿真角度解释了该保险阀系统在通气试验保持稳定而在通气振动试验中却发生明显颤振的现象;同时,库仑摩擦力增加可有效提升保险阀的系统稳定性及抗扰动能力,试验结果验证了保险阀非线性稳定性分析结果的有效性。

关 键 词: 颤振; 非线性; 局部稳定; 全局稳定; 保险阀

中图分类号: V431

文献标志码: A

Local and global stability of pneumatic valves' chatter

CHEN Erfeng¹, DING Jianchun^{1,2}, WU Yuanhao¹,
YU Wujiang¹, CUI Weimin²

(1. Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China;

2. School of Aeronautics,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on a modified Coulomb friction force model, the nonlinear stability characteristics of pneumatic valves' chatter were theoretically analyzed, and the regions of instability, local and global stability were developed, which interpreted the inevitability and occasionality of valve chatter at the local stable region. Taking a safety valve as the research object, the AMESim model of the safety valve system was constructed, the local and global stability regions, and the effect of Coulomb friction were obtained. Moreover, validation of the stability analysis was performed by the pneumatic experiment of the safety valve under various friction forces and various disturbance conditions. Results indicated there was a local stability region of small disturbance stability and large disturbance instability, showing that the safety valve was stable at exhaust experiment and unstable at exhaust and vibration experiment from the view of simulation. Moreover, with the increase of the Coulomb friction force, the stability and anti-disturbance ability of the safety valve system were enhanced, and

收稿日期: 2016-09-26

作者简介: 陈二锋(1980—),男,高级工程师,博士,主要从事流体传动分析与设计。E-mail: xiaole3549@126.com

引用格式: 陈二锋,丁建春,武园浩,等. 气动阀门颤振的局部稳定与全局稳定特性[J]. 航空动力学报,2018,33(3):663-670. CHEN Erfeng, DING Jianchun, WU Yuanhao, et al. Local and global stability of pneumatic valves' chatter[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 663-670.

the validation of nonlinear stability analysis was improved by the exhaust and vibration experiment of the safety valve.

Key words: chatter; nonlinear; local stability; global stability; safety valve

阀门的气固耦合自激振动现象在航空航天、石油化工等领域的气动系统中时有发生,会引起阀门颤振、鸣叫等问题,严重时造成功能失效,阀门破坏。

气动阀门的振颤、鸣叫现象是一个典型的流固耦合问题,自激振动产生机理复杂,分析、验证难度大。目前,国内外学者对于阀门颤振问题的研究主要集中在以下 3 个方面:

一是阀门动力学建模及动态特性研究方面,主要采用时程分析法数值研究阀门各状态参数随时间的变化规律,进而获得阀门的稳定特性及参数影响特性^[1-7],该方法偏重于定性分析,无法对稳定性裕度进行量化判别;

二是阀门线性稳定性研究方面,主要针对阀门的控制方程进行线性化处理,根据线性方程组的特征根进行稳定性及裕度判别,代表性的工作包括:Eric 等^[8]理论分析了航天飞机主推进系统中压调器的稳定特性及主要影响因素,并通过优化系统参数,保证了压调器的稳定特性。Latyshev 等^[9]通过线性分析获得了压调器在不同出入口管路参数时颤振的稳定区域和不稳定区域。王剑中等^[10-12]以单向阀和电磁阀为研究对象,基于小扰动分析开展了阀门颤振的线性稳定性的研究,获得了表征系统稳定性的压力-流量临界稳定曲线。当系统工况位于临界稳定曲线以上时,阀门工作稳定,系统受到扰动后将很快能恢复到稳定的平衡位置,而在临界稳定曲线以下,阀门工作不稳定,一个微小的扰动都将导致阀芯产生周期性振荡,形成阀门的自激振动。在此基础上,采用泵阀流场仿真软件 Pumplinx 开展了三维动态流场稳定性的仿真,验证了线性分析方法的有效性;叶奇昉等^[13-14]以某先导式电磁阀为研究对象,通过构建流体流动与阀芯运动相耦合的动力学模型,基于线性分析获得了该电磁阀的压力-流量临界稳定曲线;

三是阀门非线性稳定性研究方面,国内外学者已逐渐认识到某些工况下阀门系统中的强非线性因素会极度扩大系统初始条件的偏差,使其响应特性具有不确定性。Hayashi 等^[15]针对某先导式减压阀,通过构建系统的非线性动力学模型,数值研究了不同进口压力条件下的阀芯自激振动特

性,提出了减压阀的局部稳定特性,即存在小扰动稳定、大扰动不稳定的状态。刘上等^[16]针对某液路单向阀在试验过程中颤振的随机性现象,通过数值分析证实了在一定条件下单向阀系统出现极限环,系统存在局部稳定,大范围不稳定的工况,计算结果与试验相吻合。

以上研究作为气动阀门的颤振分析及抑制提供了方法及思路,但在阀门的非线性稳定机理及分析方法方面仍缺乏深入研究。本文基于修正的库仑摩擦力模型,理论分析了气动阀门的非线性稳定特性,提出了阀门颤振的不稳定、局部稳定及全局稳定特性,并针对某型号用保险阀在通气试验中工作稳定,而在通气振动试验中却发生明显颤振的现象,基于系统仿真软件 AMESim 开展了保险阀的非线性稳定特性分析及库仑摩擦力对稳定性的参数影响性研究。

1 气动阀门非线性稳定性机理

1.1 摩擦力分析

作为最主要的非线性因素,阀芯运动过程中所受摩擦力对阀门稳定性有明显的影响。主要的摩擦力通常包括以下 4 种^[17]:

1) 库仑摩擦力 f_c (coulomb friction force)

库仑摩擦是非零速下的摩擦,它正比于法向载荷,而与速度的幅值无关。

2) 黏性摩擦力 f_v (viscous friction force)

黏性摩擦产生于接触表面间流体润滑层的黏性行为,与速度成正比,当速度为零时黏性摩擦力为零。

3) 静摩擦力 f_s (static force)

静摩擦力是使物体从静止到产生相对运动所需的外力。它不依赖于相对速度,与外力大小有关,并大于库仑摩擦力。

4) Stribeck 摩擦力 (stribek friction force)

Stribeck 摩擦用来描述低运动速度区的摩擦力行为。它是运动速度的函数,在运动速度较低的范围内,随运动速度的增加摩擦力反而下降。

针对上述摩擦现象,学者们先后提出了库仑模型、库仑-黏性模型、静摩擦-库仑-黏性模型、静摩擦-库仑-黏性-Stribeck 效应模型,具体如图 1

(a)~图 1(d)所示。从图中可以看出,库仑摩擦力是各个摩擦力模型的基础,其他模型均是在此基础上发展起来的,但另一方面,库仑模型仅局限于非零速下的摩擦,无法描述近零速区的摩擦力行为,即库仑摩擦力在零速附近存在明显的跳变特性及非线性特性。

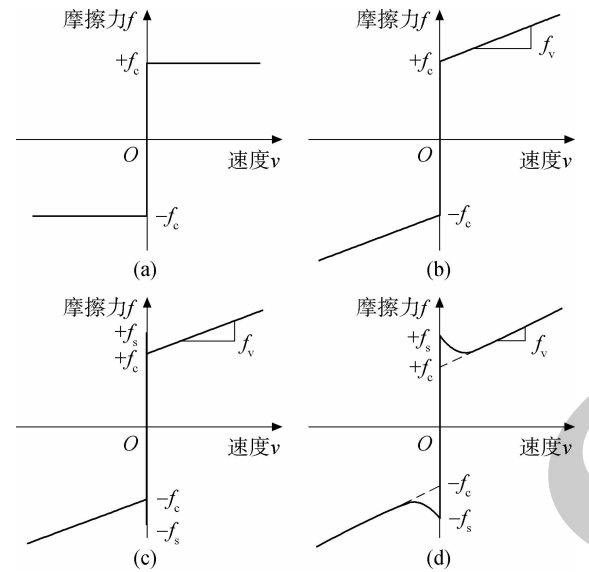


图 1 阀芯运动过程中的摩擦力

Fig. 1 Friction force of valve spool movement process

1.2 阀门局部稳定与全局稳定特性理论分析

1.2.1 摩擦力计算模型

摩擦力模型采用库仑-黏性模型,考虑到库仑摩擦模型在近零速区的不适用性,库仑摩擦力采用连续函数进行修正^[18],如下:

$$f = f_c \alpha |v| / (1 + \alpha |v|) + f_v |v| \quad (1)$$

式中 v 为速度, α 为修正系数, f 为阀芯运动过程中所受的摩擦力。

从式(1)中可以看出,摩擦力公式中黏性摩擦力为线性的,而库仑摩擦力具有典型的非线性特性,具体如图 2 所示,图中 f'_c 表示库仑摩擦力的修正值。

1.2.2 摩擦力对阀门稳定性影响的理论分析

阀门动特性及稳定性由阀芯的运动所引起,考虑库仑摩擦及黏性摩擦时,阀芯运动方程如下:

$$m\ddot{x} + kx = F_p - f \quad (2)$$

将气体力 F_p 、摩擦力 f 写成速度的函数,式(2)可转化为

$$m\ddot{x} + c_v \dot{x} + c_c \dot{x} + kx = c_s \dot{x} + F_{p0} \quad (3)$$

式中 m 为阀芯质量, x 为阀芯位移, c_v 为黏性摩

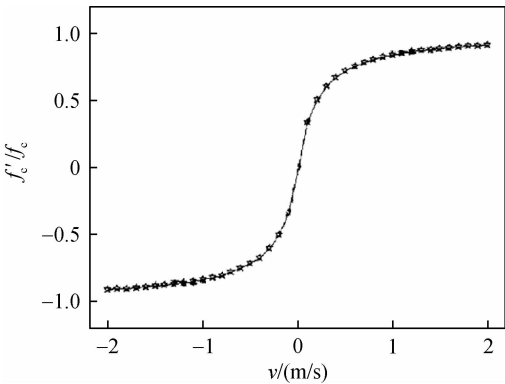


图 2 库仑摩擦力修正值

Fig. 2 Modified Coulomb friction force

擦阻尼, c_c 为库仑摩擦阻尼, c_s 为气体力阻尼, F_{p0} 为与速度无关的摩擦力项。

根据稳定性理论,当黏性摩擦阻尼 c_v 和库仑摩擦阻尼 c_c 之和大于气体力阻尼 c_s 时,系统处于稳定状态;当黏性摩擦阻尼 c_v 和库仑摩擦阻尼 c_c 之和小于气体力阻尼 c_s 时,系统处于不稳定状态。由于库仑摩擦阻尼 c_c 是一个随速度变化的数值,针对平衡位置的小扰动时,平衡位置处的阀芯运动速度较小,库仑摩擦阻尼较大,系统稳定性强;而当扰动较大时,平衡位置处的阀芯运动速度较大,库仑摩擦阻尼较小,系统稳定性变弱。非线性因素——库仑摩擦力的存在使得一个系统的稳定性存在不确定性,将可能使一个线性稳定的系统变得不稳定。这一点本质上是与线性稳定理论不相矛盾的,这是由于线性稳定理论的基础是小扰动,即线性稳定必然是小扰动稳定,而对于非线性系统的大扰动而言,线性稳定理论已不再适用,即:对于一个线性稳定的系统而言,若扰动较大,可能会使得一个线性稳定的系统变得不稳定。

图 3 展示了考虑非线性因素的典型阀门稳定性示意图,横坐标为工作压力 p ,纵坐标为孔板直径 D 。从图中可以看出,软、硬自激两条临界稳定曲线将整个区间划分为 3 个区域:不稳定区域、局部稳定区域和全局稳定区域,其中软自激临界稳定曲线对应于系统的线性稳定特性,曲线以上为局部稳定区域,以下为不稳定区域;硬自激临界稳定曲线对应于系统的非线性稳定特性,该曲线以下为局部稳定状态,以上为稳定状态,两者的区别在于前者小扰动稳定、大扰动不稳定,在此区域内阀门颤振存在一定的偶然性;而后者对于任何扰动均能保持稳定状态,为绝对稳定状态。目前,对于非线性控制方程组而言,其非线性稳定性通常缺乏成熟的理论分析方法,仅能针对特殊的某一

类非线性方程组会存在理论解,而对于阀门复杂的非线性控制方程组来说,其硬自激临界稳定曲线的求解目前存在较大困难,但可通过施加足够大的扰动进行稳定性判断进行近似求解。

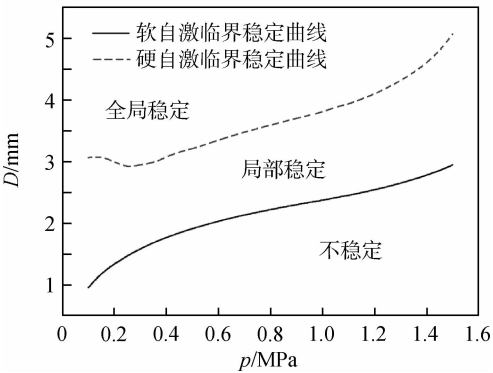


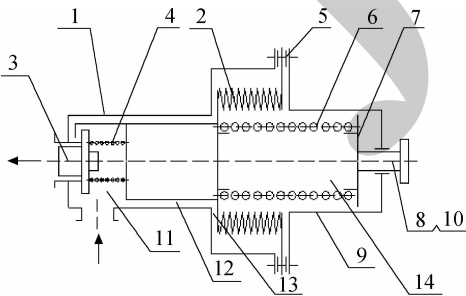
图 3 典型阀门稳定特性示意图

Fig. 3 Schematic diagram of typical valve stability characteristic

2 保险阀结构及颤振现象描述

2.1 保险阀结构

图 4 展示了某型保险阀结构。膜盒将阀体分隔为内、外腔,内腔与贮箱相通,外腔与外界环境大气相通。当贮箱压力超过保险阀打开压力时,膜盒顶开主弹簧,带动拉套及活阀组件运动,活阀开启卸压。当贮箱压力低于关闭压力时,主弹簧将膜盒推回原位,拉套回位,在小弹簧作用下阀瓣关闭,保证密封。



1 左壳体; 2 膜盒组件; 3 活阀组件; 4 小弹簧; 5 垫片;
6 主弹簧; 7 调整盘; 8 调节杆; 9 弹簧罩; 10 锁紧螺母;
11 高压腔; 12 导向间隙; 13 敏感腔; 14 低压腔。

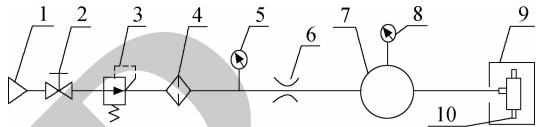
图 4 保险阀结构原理图

Fig. 4 Principle diagram of safety valve

2.2 颤振现象描述

保险阀试验系统如图 5 所示。试验时,调节减压器出口压力为 0.5 MPa,保险阀处于微开状态,然后启动振动台,缓慢增压到减压器出口压力

为 2 MPa,待压力稳定后再缓慢降压至 0.5 MPa。当启动振动台后,保险阀原本平稳的排气突然变得不连续,并伴随有“突突”异响,压力表也出现幅度不稳定的摆动,继续升高压力,压力表摆动减小,压力变化较为稳定,但此时仍伴随有异响。而当振动台停止并继续通气时,保险阀仍有“突突”异响,直到切断气源供气,异响逐渐停止。该试验过程具有以下明显特征:①振动台的扰动使一个稳定系统变得不稳定;②系统被扰动激发后不稳定状态将一直保持下去,即使扰动已不存在。



1 气源; 2 手动开关; 3 减压器; 4 过滤器; 5 压力表; 6 孔板;
7 气瓶(容积为 20 L); 8 压力表; 9 振动台; 10 保险阀。

图 5 试验系统原理图

Fig. 5 Principle diagram of experimental system

3 保险阀非线性特性仿真分析

3.1 AMESim 仿真模型

保险阀试验系统 AMESim 仿真模型如图 6 所示,由来流气源、20 L 气瓶、保险阀、出口气源等组成,试验件库库仑摩擦力为 9 N,介质为 N₂。为分析外界扰动对保险阀稳定性的影响,模型中添加信号源为扰动项,在某一时刻为阀芯提供瞬间作用力。

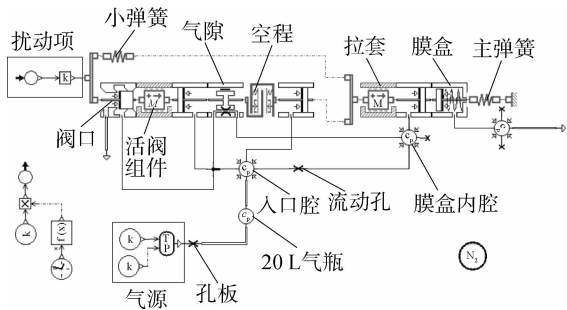


图 6 保险阀试验系统 AMESim 仿真模型

Fig. 6 AMESim simulation model of safety valve experiment system

3.2 保险阀通气振动试验过程仿真分析

当孔板前压力为 0.5 MPa 时,通气试验工况的扰动响应特性如图 7、图 8 所示,图中 t 表示时间。其中前 3 s 为无外加扰动条件下仿真结果,3 s 时刻对阀芯施加不同大小的瞬时作用力扰动。从图中可以看出,前 3 s 保险阀排气工作稳定,无颤

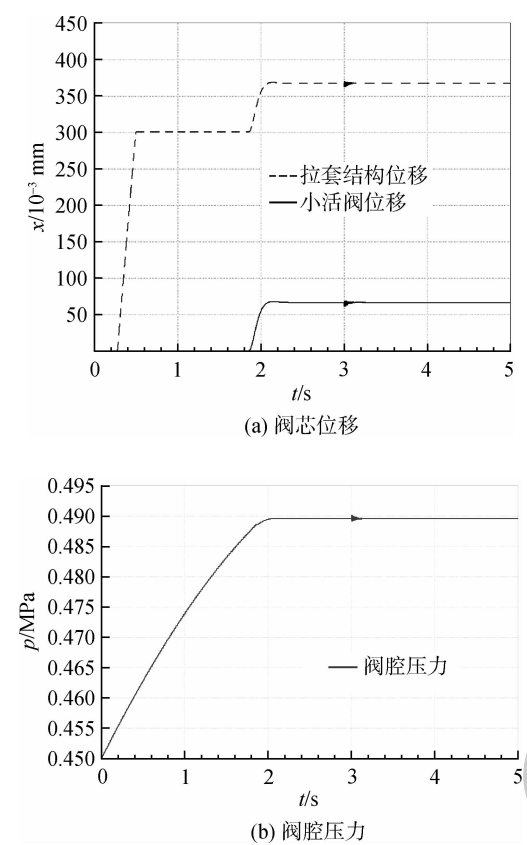


图 7 小扰动状态响应特性

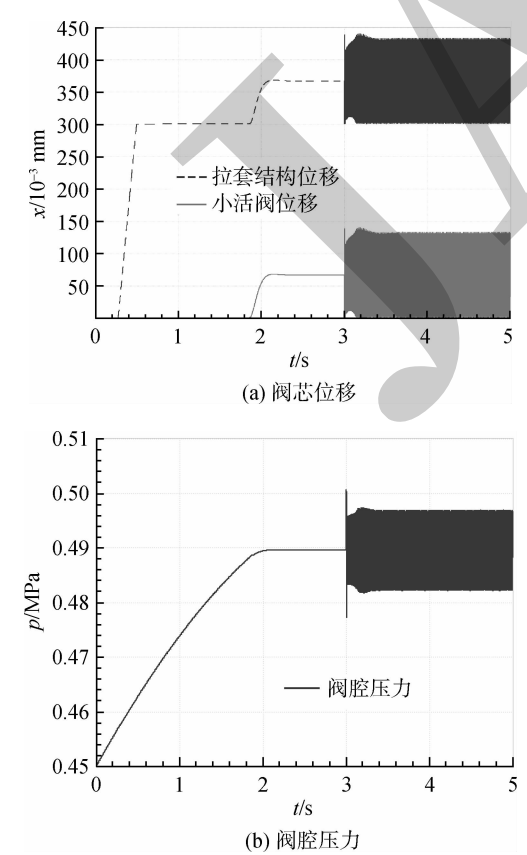


图 8 大扰动状态响应特性

振现象发生;3 s 时刻受外加扰动力的影响后,保险阀呈现出两种工作特性,小扰动条件下,阀芯很快能回到原平衡位置,工作稳定;大扰动条件下,保险阀会产生明显的大幅的自激振动。分析结果很好地解释了某型号用保险阀在通气试验中工作平稳、无颤振鸣叫现象,但在通气振动试验中(验收级或鉴定级随机振动条件),受外加扰动的大小可能会产生明显的自激振动,导致保险阀颤振现象发生,并伴随有“突突”异响及较大的压力波动。

3.3 保险阀抗扰动特性仿真分析

针对保险阀试验系统,利用 AMESim 和 Matlab 联合仿真,研究处于平衡状态的保险阀系统,阀芯在受到加速度扰动时的位移扰动响应曲线。通过迭代求解使保险阀在验收级随机振动条件(方均根加速度 $a'=15g$)扰动下恰能稳定的摩擦力,可得到保险阀系统在扰动量为 $15g$ 时的硬自激临界稳定曲线,结合线性稳定性分析中得到的软自激临界稳定曲线,可获得扰动量为 $15g$ 时,保险阀系统的软、硬自激临界稳定曲线,如图 9 所示。对于鉴定级随机振动条件(方均根加速度 $a'=30g$),保险阀系统的软、硬自激临界稳定曲线,如图 10 所示。

从图 10 中可以看出,在验收级及鉴定级随机振动条件下,保险阀需要一定摩擦力保持系统的稳定性,摩擦力较小时,系统处于不稳定区域,任何小的扰动将会产生阀芯的颤振现象;摩擦力较大时,系统处于局部稳定状态,会产生小扰动稳定、大扰动不稳定的现象;摩擦力继续增大时,系统将处于全局稳定状态。对于阀芯摩擦力为 9 N 的试验状态,在验收级和鉴定级振动条件下,均处于局部稳定状态,会出现地面通气试验中工作平

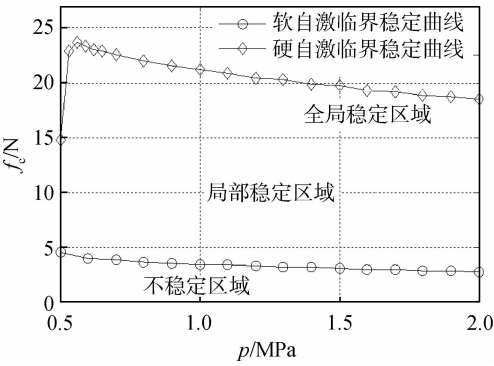


图 9 保险阀系统软、硬自激临界稳定曲线
($a'=15g$)

Fig. 9 Soft and hard self-excited critical stability curve of safety valve system ($a'=15g$)

Fig. 8 Response characteristic of large disturbance state

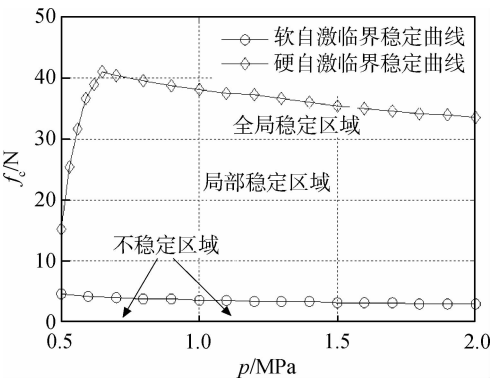


图 10 保险阀系统软、硬自激临界稳定曲线
($a'=30g$)

Fig. 10 Soft and hard self-excited ritical stability curve
of safety valve system ($a'=30g$)

稳、而在通气振动试验中发生明显“突突”异响的现象;增加摩擦力,会明显提高保险阀系统的稳定性,当阀芯摩擦力大于 40 N 时,系统将在验收级和鉴定级随机振动条件下处于绝对稳定状态。

4 保险阀非线性验证试验

根据上述仿真分析的结果,采用图 5 所示的试验系统,开展了保险阀在不同库仑摩擦力条件下的通气振动试验。

4.1 试验件状态

保险阀试验件结构原理如图 4 所示。通过调整阻尼圈的规格和尺寸,装配 3 件库仑摩擦力分别为 9、21、45 N 的保险阀。

4.2 试验过程

试验系统如图 5 所示,具体参数见表 1。试

验时,控制减压器出口压力为 0.5 MPa,保险阀处于微开状态,有气体排出,然后启动振动台,缓慢增压至减压器出口压力为 2 MPa,待压力稳定后再缓慢降压至 0.5 MPa。重复此过程,观察保险阀的工作状态,是否存在明显的颤振现象;同时观察压力表,是否存在明显的压力脉动。

4.3 试验工况

试验工况包括

- 1) 不同库仑摩擦力(9、21、45 N)条件下保险阀的通气振动特性;
- 2) 验收级和鉴定级随机振动条件下保险阀的通气振动特性;
- 3) 不同孔板直径、不同保险阀和气瓶间管路长度条件下保险阀的通气振动特性。

4.4 试验结果

针对 3 件保险阀试验件(库仑摩擦力分别为 9、21、45 N),开展了多轮通气振动试验,试验结果为

- 1) 摩擦力为 9 N 试验件:0.5 MPa 稳定通气时保险阀工作稳定,启动振动台后即发生“突突”异响,气源压力从 0.5 MPa 至 2.0 MPa 变化时,该现象一直维持。验收级振动条件和鉴定级振动条件该现象均发生;
- 2) 摩擦力为 21 N 试验件:0.5 MPa 稳定通气时保险阀工作稳定,启动振动台后,验收级随机振动条件下部分试验工况发生“突突”异响,鉴定级两次试验均发生“突突”异响;另一方面,孔板直径、保险阀和气瓶间管路长度对保险阀通气振动特性影响并不明显。具体见表 2。

表 1 试验系统参数
Table 1 Parameters of experimental system

序号	部件名称	规格
1	气源	
2	手动开关	通径为 8 mm
3	减压器	配气台自带减压器,出口压力为 2 ± 0.1 MPa
4	过滤器	过滤精度为 $10\mu\text{m}$
5	孔板前压力表	量程为 10 MPa、不确定度为 0.5 级
6	孔板	$D=3.1\text{ mm}$, $D=2.7\text{ mm}$
7	气瓶	容积为 20 L
8	气瓶压力表	量程为 0.6 MPa、不确定度为 0.5 级
9	振动台	随机振动试验条件,验收级方均根加速度为 $15g$,鉴定级方均根加速度为 $30g$
10	保险阀试验件	库仑摩擦力分别为 9、21、45 N

表 2 保险阀通气振动试验结果

Table 2 Experimental results of safety valve at exhaust and vibration condition

试验工况编号	孔板直径 D/mm	管长 L/m	振动状态	试验结果
1	3.1	2	验收级	刚启动振动台时工作平稳,当供气压力在 0.6~1.5 MPa 时发生“突突”异响
2	3.1	5	验收级	刚启动振动台时工作平稳,当供气压力在 0.6~1.5 MPa 时发生“突突”异响,但压力表波动相比试验工况 1 较小
3	3.1	5	验收级	两次试验工作平稳,无异响
4	2.7	5	验收级	两次试验工作平稳,无异响
5	3.1	2	验收级	一次试验工作平稳,一次试验发生“突突”异响,发生时供气压力为 0.7~1.1 MPa
6	3.1	2	鉴定级	两次试验均发生“突突”异响,发生时供气压力在 0.7 MPa 以上

3) 摩擦力为 45 N 试验件:无论验收级、鉴定级均保持工作稳定,无异响。

4.5 试验结果与仿真结果对比分析

对比试验结果和图 9、图 10 保险阀抗扰动特性的仿真结果,可得到以下结论:

1) 库仑摩擦力为 9 N 时,仿真结果表明,保险阀处于局部稳定状态,小扰动条件下保险阀工作稳定,不发生颤振,当扰动增大时,保险阀工作将趋于不稳定。这一点是与试验过程相一致的,即在通气试验中工作平稳,而在启动振动台后保险阀则发生明显颤振现象,并伴随有“突突”异响及较大的压力波动;

2) 库仑摩擦力为 21 N 时,仿真结果表明,保险阀抗扰动的能力增强;在验收级振动条件部分试验工况发生了明显颤振现象,部分试验工况却保持稳定,存在一定的偶然性,而随着扰动量级的增加,在鉴定级振动试验工况中两次均发生了明显颤振;

3) 库仑摩擦力为 45 N 时,仿真结果表明,保险阀在验收级、鉴定级振动条件下,均处于绝对稳定状态,不会发生明显颤振现象,试验结果也表明该保险阀均能保持工作稳定,无异响。

5 结 论

基于修正的库仑摩擦力模型,理论分析了气动阀门的非线性稳定特性,并针对某型号用保险阀通气试验中工作平稳、而在通气振动试验中发生明显“突突”异响的现象,开展了仿真分析及试验验证,得到了以下结论:

1) 对于非线性系统,从理论上提出了阀门颤

振的不稳定、局部稳定及全局稳定特性;在局部稳定区域,存在小扰动稳定、大扰动不稳定的工况,解释了某型号用保险阀通气试验中工作平稳、而在通气振动试验中(验收级或鉴定级随机振动条件)发生明显颤振的现象;

2) 在验收及鉴定级随机振动条件下,保险阀需要一定摩擦力保持系统的稳定性,摩擦力较小时,系统处于不稳定区域,任何小的扰动将会产生阀芯的颤振现象;摩擦力较大时,系统处于局部稳定状态,会产生小扰动稳定、大扰动不稳定的现象;摩擦力继续增大时,系统将处于全局稳定状态;

3) 摩擦力为 9、21、45 N 的保险阀通气振动试验结果表明,9 N 时验收级和鉴定级振动条件下均发生颤振;21 N 时,验收级振动条件下颤振存在偶然性,鉴定级振动条件下均发生颤振;45 N 时,无论验收级、鉴定级均保持工作稳定,与仿真分析规律相一致。

参考文献:

[1] DASGUPTA K,WATTON J. Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2005, 13 (1):21-38.

[2] DASGUPTA K,KARMAKAR R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2002, 10(1):51-67.

[3] MAITI R,SAHA R,WATTON J. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid-controlled pilot stage[J]. IMechE:Part I Journal of Systems and Control Engineering, 2002, 216 (2): 143-

156.

[4] DAVIES R. A real-time approach to load adaptive electro-hydraulic motor speed control[D]. Cardiff, United Kingdom:University of Wales,1994.

[5] 成兆义. 溢流阀动态特性、噪声分析及降噪的研究[J]. 流体传动与控制,2008(5):27-30.
CHENG Zhaoyi. Analysis of relief valve of noise and dynamic characteristics[J]. Fluid Power Transmission and Control,2008(5):27-30. (in Chinese)

[6] 陶玉静,范才智,田章福,等. 两位五通电动气阀动态特性研究[J]. 推进技术,2006,27(6):542-545.
TAO Yujing, FAN Caizhi, TIAN Zhangfu, et al. Study on the dynamic characteristic of the electropneumatic valve[J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(6): 542-545. (in Chinese)

[7] 戴佳,黄敏超,余勇,等. 电磁阀动态响应特性仿真研究[J]. 火箭推进,2007,33(1):41-48.
DAI Jia, HUANG Minchao, YU Yong, et al. Simulation on the dynamic response characteristics of solenoid valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2007, 33(1): 41-48. (in Chinese)

[8] ERIC A, HURLBERT T, JIMI A B E T. Methods used to investigate and resolve the space shuttle helium pressure regulator instability[R]. AIAA 90-2749, 1990.

[9] LATYSHEV V I, MALIOVANOV M. V. Dynamics of a gas pressure regulator with attached piping[J]. Aviatson-naia Tekhnika, 1987(3): 87-90.

[10] 王剑中,陈二锋,余武江,等. 气动阀门自激振动机理及动态稳定性[J]. 航空动力学报,2014,29(6):1490-1497.
WANG Jianzhong, CHEN Erfeng, YU Wujiang, et al. Self-excited vibration in a pneumatic pilot-operated solenoid Valve[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(6): 1490-1497. (in Chinese)

[11] 叶超,余武江,陈二锋,等. 冷氮增压电磁阀动力学稳定性分析[J]. 液压与气动,2015(6):97-100.
YE Chao, YU Wujiang, CHEN Erfeng, et al. Dynamic stability analysis of a cryogenic helium pressurization solenoid valve[J]. Hydraulics and Pneumatics, 2015(6): 97-100. (in Chinese)

[12] 余武江,王海洲,陈二锋,等. 单向阀三维动态流场稳定性仿真研究[J]. 火箭推进,2015,41(1):82-86.
YU Wujiang, WANG Haizhou, CHEN Erfeng, et al. Research on three-dimensional dynamic flow stability of check valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2015, 41(1): 82-86. (in Chinese)

[13] 叶奇昉,严诗杰,陈江平,等. 气动先导式电磁阀的自激振动[J]. 机械工程学报,2010,46(1):115-121.
YE Qifang, YAN Shijie, CHEN Jiangping, et al. Self-excited vibration in a pneumatic pilot-operated solenoid valve[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(1): 115-121. (in Chinese)

[14] 叶奇昉,陈江平,陈芝久. 制冷系统用两级先导式电磁阀动力学特性的仿真与试验[J]. 低温工程,2008,164(4):51-56.
YE Qifang, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in refrigeration system[J]. Cryogenics, 2008, 164(4): 51-56. (in Chinese)

[15] HAYASHI S, HYASE T. Chaos in a hydraulic control valve[J]. Journal of Fluids and Structures, 1997, 11(6): 693-716.

[16] 刘士,刘红军,徐浩海,等. 单向阀流路系统自激振荡特性研究[J]. 火箭推进,2011,37(3):1-6.
LIU Shang, LIU Hongjun, XU Haohai. Research of self-oscillation characteristics of check valve flow-path system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2011, 37(3): 1-6. (in Chinese)

[17] 刘丽兰,刘宏昭,吴子英,等. 机械系统中摩擦模型的研究进展[J]. 力学进展,2008,38(2):201-213.
LIU Lilan, LIU Hongzhao, WU Ziyang, et al. An overview of friction models in mechanical systems[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(2): 201-213. (in Chinese)

[18] DAVIS M. Representations of Coulomb friction for dynamic analysis[J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1997, 26(5): 85-88.

(编辑:王碧琚)