

瞬变流速作用下姿控发动机燃料管路的非线性振动特性分析

何志勇¹, 张志峰², 宋少伟¹

(1. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100;

2. 长安大学“道路施工技术与装备”教育部重点实验室, 陕西 西安 710064)

摘 要:为研究瞬变流速激励下某型卫星姿控发动机燃料输送管路的非线性振动特性, 采用加权余量法和四阶 Runge-Kutta 法对燃料输送管路的非线性液固耦合振动模型进行了数值仿真, 研究不同燃料流速下、电磁阀开关时长对燃料管路非线性振动稳定性的影响。仿真结果表明, 依据管路特征线可将管路振动分为稳定振动区和不稳定振动区, 且不稳定振动主要表现为发散失稳和扩张失稳。当电磁阀开关时长处于失稳区时, 电磁阀门开启时长引起的燃料管路不稳定振动为多频率、变幅值的动态扩张失稳, 且燃油流速增大是影响管路振动扩张断裂的主要因素; 电磁阀门关闭时长引起的燃料管路不稳定振动为单频、变幅值扩张失稳。

关键词: 卫星姿控发动机; 瞬变流速; 燃料输送管路; 非线性振动

中图分类号: V434.23 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2021)01-0055-07

Effect of transient for velocity on nonlinear vibration characteristics of fuel pipe in attitude control engine

HE Zhiyong¹, ZHANG Zhifeng², SONG Shaowei¹

(1. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China;

2. Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China)

Abstract: In order to investigate the effect of transient flow velocity on nonlinear vibration characteristics of fuel pipeline in attitude control engine, a nonlinear liquid-solid coupling model of fuel pipe was developed and simulated by use of the weighted residuals method and the fourth-order Runge-Kutta method. The effect of the opening and closing time of the solenoid valve on the nonlinear vibration of fuel pipe was studied under different transient fuel flow rates. The results show that the pipeline vibration can be divided into stable vibration zone and unstable vibration zone according to the pipeline characteristic curve, and the unstable vibration is mainly manifested as divergent instability and distensibility instability. When the opening/closing time of solenoid valve locates in the instability region, the multi-frequency and variable amplitude expansion vibration of fuel pipeline will be induced by the transient flow velocity of fuel because of the sudden opening of the solenoid valve and the increased flow velocity of fuel is one of the mainfactor that results in the cracks of

收稿日期: 2019-11-08; 修回日期: 2019-12-23

基金项目: 国家自然科学基金(11702205)

作者简介: 何志勇(1978—), 男, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机振动信号处理与分析。

fuel pipeline. However, the single-frequency and variable amplitude expansion vibration of fuel pipeline is caused by the unstable vibration of the fuel pipeline due to the sudden closing of the solenoid valve.

Keywords: attitude control engine; transient flow velocity; fuel pipe; nonlinear vibration

0 引言

输送流体的管道广泛应用于航空航天工程、石油能源工业、动力水能工业以及核工业等领域。由于输送泵泵送原理、管道变径或弯曲等原因,导致流体在管道输送过程的压力^[1]、流速^[2]发生周期性波动或随机波动,这种波动会致使管道产生剧烈振动,甚至可能诱发管道发生共振,从而导致比较严重的系统失效,或发生灾难性事故。因此,输送流体管道的模型建立与振动特性分析一直受到专家学者的重点关注。国内外学者分别从管道材料^[3]、载荷类型^[4]、管道形状^[5-6]、流体参数^[7-9]等方面,利用数值模型^[10-13]、有限元分析^[14-16]、试验测试^[17]等方法对流固耦合的流体管路进行振动特性研究,揭示了一些典型流体输送管道的振动机理,并提出了一些有效的预防措施,确保了流体输送管道的可靠性。

卫星姿控采用挤压式发动机,对其工作稳定性、可靠性要求均很高。如杨林涛^[17]分析了姿控发动机燃烧室燃烧不稳定振荡对燃料输送管路振动的影响,但关于电磁阀门开启、闭合时长导致输送液路流速变化对燃料输送管路的振动影响的研究尚未见到。本文建立了瞬变流速作用下姿控发动机燃料管路的非线性液固耦合振动模型,用于研究管路电磁阀门开启或闭合时长引起的液体瞬时速度变化对燃料管路的振动响应特性,以便为减弱卫星姿控发动机燃料输送管路的不稳定振动提供理论依据,以期对提高姿控发动机的可靠性有所帮助。

1 管路模型分析

某型姿控发动机系统由气瓶、贮箱、减压阀、电磁阀、燃烧室和管路等组成,燃烧室燃料入口管路示意图如图 1 所示。

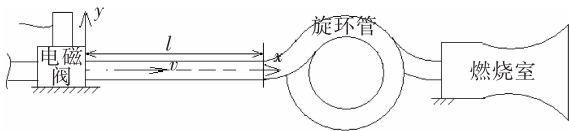


图 1 管路分析理论模型

Fig. 1 Analyzed model of pipeline

电磁阀开启、关闭时,姿控发动机燃料瞬变流会激励管路(电磁阀到卡箍处之间管路)振动。由于旋环管具有大柔度,直线型管路会产生大位移横向振动现象。为简化管路分析模型,只考虑燃料瞬变流速对直线型管路(电磁阀到卡箍处之间管路)振动特征的影响,将管路电磁阀门端设为固定约束,旋环管设为非线性弹簧对直线型管路另一端进行横向位移约束,分析管路受到的非线性弹簧反力

$$f = (k_1 y + k_2 y^3) \delta(l) \quad (1)$$

式中: l 为直线型管路长度; k_1 、 k_2 为非线性弹簧刚度系数; δ 为 Dirac Delta 函数。

1.1 流体单元的受力分析

截取一段流体单元 dx 为受力分析对象,流体单元受离心力、科氏力、惯性力、压力和管内壁对流体的作用力,其受力如图 2 所示。

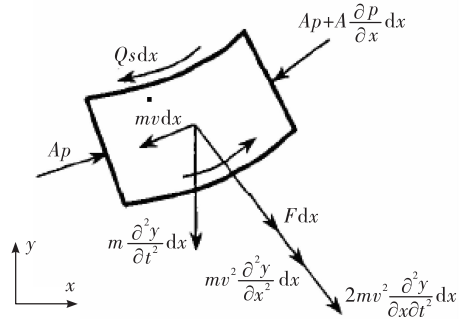


图 2 流体单元受力分析

Fig. 2 Forces acting on the fluid element

可分别列出 x 、 y 方向的力平衡

$$\begin{cases} Ap - (Ap + A \frac{\partial p}{\partial x} dx) \cos \theta + F dx \sin \theta + \\ (2mv \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + mv^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}) dx \sin \theta - Qs dx \cos \theta - \\ m dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \cos \theta = 0 \\ m dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + F dx \cos \theta + (m dx v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \\ 2m v dx \frac{\partial^2 y}{\partial t \partial x}) \cos \theta + (Ap + A \frac{\partial p}{\partial x} dx) \sin \theta + \\ Qs dx \sin \theta + m dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \sin \theta = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: y 为管路横向位移; θ 为 y 对 x 坐标值的导数角; m 为单位长度流体质量; v 为流体流速; p 为单位面积流体压力; s 为管路截面内径周长; F 为管内臂作用流体法向力; Q 为管壁作用流体切向力; A 为通流截面面积。

1.2 管路单元的受力分析

截取一段管路单元 dx 为受力分析对象, 管路单元受剪力、轴力、弯矩、惯性力和流体作用管内壁力, 其受力图3所示。

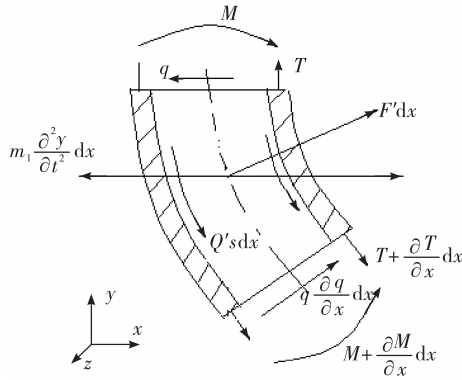


图3 管路单元受力分析

Fig. 3 Forces acting on the pipe element

考虑管路端面的非线性弹簧反力, x 、 y 方向的力平衡方程和 z 方向力矩平衡方程

$$\begin{cases} Q's dx \cos \theta + (T + \frac{\partial T}{\partial x} dx) \cos \theta - T - F' dx \sin \theta - \\ (q + \frac{\partial q}{\partial x} dx) \sin \theta = 0 \\ m_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx + q - F' dx \cos \theta - (q + \frac{\partial q}{\partial x} dx) \cos \theta - \\ Q's dx \sin \theta - (T + \frac{\partial T}{\partial x} dx) \sin \theta - (k_1 y + k_2 y^3) \delta(l) dx + \\ c \frac{\partial y}{\partial t} \delta(l) = 0 \\ -M + (q + \frac{\partial q}{\partial x} dx) \frac{dx}{2} - q \frac{dx}{2} + (M + \frac{\partial M}{\partial x} dx) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: y 为管路横向位移; θ 为 y 对 x 坐标值的导数角; m_1 为单位长度管路质量; q 为管路截面剪力; M 为管路截面弯矩; T 为管路截面轴力; F' 为流体对单位长度管臂法向力; Q' 为流体对管壁切向力; l 为管路长度; δ 为 Dirac Delta 函数。

1.3 管路运动微分方程

为对管路非线性振动特征分析, 将管路材料设为 Kelvin-Voigt 型材料, a 为材料黏弹性系数, 其应力-应变关系为

$$\sigma = - (1 + a \frac{\partial}{\partial t}) E \varepsilon \quad (4)$$

根据材料力学, 由式(4)可得

$$M = - (1 + a \frac{\partial}{\partial t}) EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (5)$$

考虑管路微小振动, 且认为 $\cos \theta \approx 1, \sin \theta = \tan \theta \approx \frac{\partial y}{\partial x}$ 。根据流体和管壁相互作用力相等, 即为 $F = F', Q = Q'$, 将式(5)、式(3)和式(2)整理可得管路的横向运动方程

$$\begin{aligned} & (1 + a \frac{\partial}{\partial t}) EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + mv^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2mv \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + \\ & (m_1 + m) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + m \frac{\partial v}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial x} + (k_1 y + k_2 y^3) \delta(l) + \\ & c \frac{\partial y}{\partial t} \delta(l) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

管路振型一般有简支振型、固支振型和悬臂振型, 管路分析理论模型一端为固定约束, 另一端为非线性弹簧位移约束, 选取管路前三阶悬臂振型函数对方程(6)求解, 悬臂梁振型函数为

$$\begin{cases} \varphi_i(x) = \text{ch}(\beta_i x) - \cos(\beta_i x) + \gamma_i (\text{sh}(\beta_i x) - \sin(\beta_i x)) \\ \gamma_i = - \frac{\text{sh}(\beta_i l) - \sin(\beta_i l)}{\text{ch}(\beta_i l) + \cos(\beta_i l)} \end{cases} \quad (7)$$

式中: l 为管路长度; β_1 、 β_2 、 β_3 为悬臂管路振型参数, 悬臂梁的第一阶振型 β_1 为 $1.875/l$, 第二阶振型 β_2 为 $4.694/l$, 第三阶振型 β_3 为 $7.855/l$ 。

对式(6)按前三阶振型函数加权之和积分获得离散化运动方程

$$\mathbf{B} \{\ddot{\kappa}\} + \mathbf{C}(v, \dot{v}) \{\dot{\kappa}\} + \mathbf{K}(v, \dot{v}) \{\kappa\} + \{f(\kappa^3)\} = 0 \quad (8)$$

式中: \mathbf{B} 为三阶质量矩阵; $\mathbf{C}(v, \dot{v})$ 为以流速、流速时导为变量的三阶阻尼矩阵; $\mathbf{K}(v, \dot{v})$ 为以流速、流速时导为变量的三阶刚度矩阵; $\{f(\kappa^3)\}$ 为非线性刚度力; κ 为管路前三阶振型加权系数。

2 燃油管路的振动稳定分析

姿控发动机的燃料输送管路材料为不锈钢

(1Cr18Ni9Ti), 管路模型参数如: 管长为 600 mm, 直径为 18 mm, 管子壁厚为 1.5 mm, 流体密度为 850 kg/m^3 , 管路黏性系数设为 $a = 0.02$, 非线性刚度系数设为 $k_1 = 10 \text{ N/mm}$ 、 $k_2 = 1.2 \text{ N/mm}$ 。采用四阶 Runge-Kutta 法对式 (8) 计算, 计算时间步骤 $\Delta t = 0.00055 \text{ s}$, 计算次数为 7 000。

2.1 燃料管路的稳定特征线分析

管路稳定特征线表示管路稳定临界流量与开启、关闭时长的关系曲线。按电磁阀开启时长、关闭时长与流量参数计算管路稳定特征线如图 4 和图 5 所示。

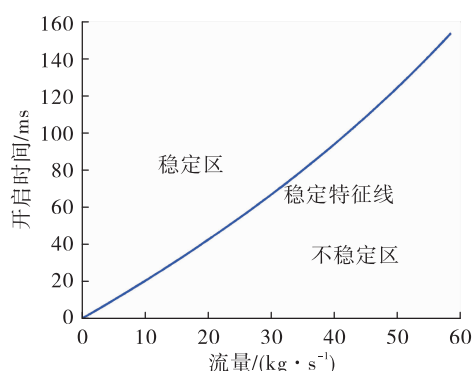


图 4 电磁阀开启时长对管路稳定特征线的影响

Fig. 4 Effect of the opening time of the solenoid valve steady characteristics line of pipeline

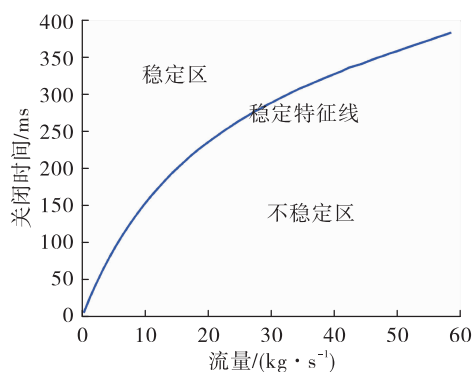


图 5 电磁阀关闭时长对管路稳定特征线的影响

Fig. 5 Effect of the closing time of the solenoid valve on steady characteristics line of pipeline

分析可知, 电磁阀开启时长、关闭时长均随着管路燃料稳定临界流量的增加而增加, 且在某一定稳定临界流量 (20 ~ 30 kg/min) 下, 关闭时长约为开启时长的 4 ~ 5 倍。沿特征线可将管路振动分为稳

定振动区和不稳定振动区 (位于特征线下方区域为不稳定区域, 而位于特征线上方区域为稳定区域)。在某一稳定临界流量下, 当电磁阀开启、关闭时长处在不稳定区内时, 燃料管路将产生不稳定的振动。

2.2 电磁阀开启时长对管路振动的影响

2.2.1 管路振动稳定分析

当电磁阀开启时长位于稳定区时, 分析不同电磁阀开启时长、不同流量 (30 kg/min 和 50 kg/min) 对管路中心点位移响应曲线的影响规律, 计算结果如图 6 ~ 图 7 所示。

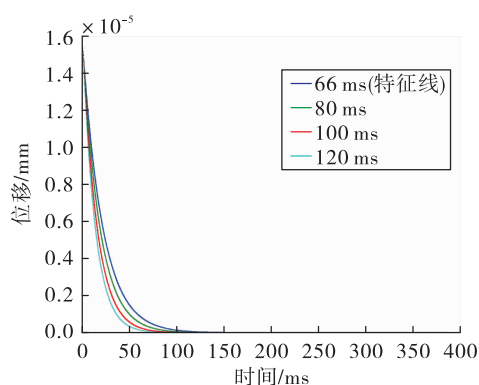


图 6 流量 30 kg/min 时不同开启时长的管路位移时域曲线

Fig. 6 Displacement curve of pipe with different opening time when the flow rate is 30 kg/min

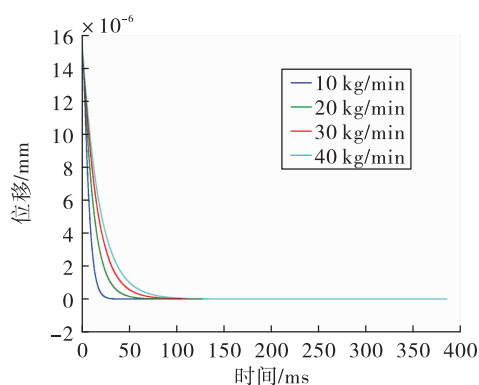


图 7 开启时长 100 ms 时不同流量的管路位移时域曲线

Fig. 7 Displacement curve of pipe with different flow rate when the opening time is 100 ms

由图 6 和图 7 分析可知, 电磁阀开启时长处于稳定振动区时, 仿真得到的管路位移值均迅速衰减

到零。其中,当燃料流量一定时,管路位移衰减到零的时间随着电磁阀开始时长增加而减小,呈负相关关系;当电磁阀开启时长一定时,管路位移衰减到零的时间随着管路流量的增加而增加,呈正相关关系。其原因在于电磁阀开启时长、管路流量均是影响管路阻尼比的主要参数,当电磁阀开启时长达到特征线时,管路的阻尼比最大。

2.2.2 管路动态扩张失稳分析

在管路失稳区分分析中,对同一流量不同电磁阀开启时间、同一电磁阀开启时长不同流量两种情况下的管路非线性振动进行仿真计算。管路中心点位移响应曲线如图 8 和图 9 所示。

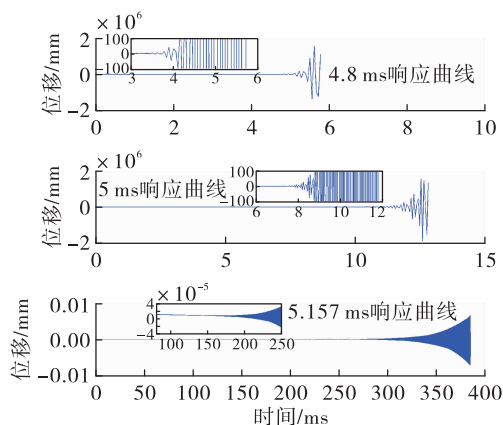


图 8 流量 30 kg/min 时不同开启时长对管路位移的影响

Fig. 8 Displacement curve of pipe with different opening time when the flow rate is 30 kg/min

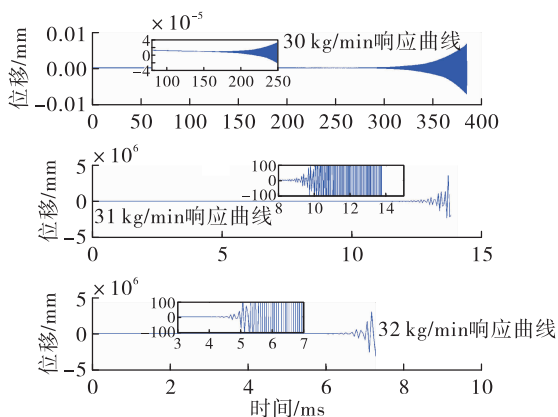


图 9 开启时长 5.157 ms 时不同流速对管路位移的影响

Fig. 9 Displacement curve of pipe with different flow rate when the opening time is 5.157 ms

由以图 8 和图 9 分析可知,在同样流量下,随着电磁阀开启时长增加管路的振动频率也随之增加,呈正相关关系;在相同电磁阀开启时长下,随管路流量增加,管路的振动频率随之减小,呈负相关关系。当电磁阀开启时长值或管路燃料流量值靠近特征线时,管路振动位移扩张起始时间变长但位移扩张率降低,反之亦然。其中,燃料流速增加导致管路振动位移扩张迅速增大,如流量从 30 kg/min 增大到 32 kg/min 时,管路振动位移呈几何量级增加。由此可见,燃油流速增大是影响管路振动扩张断裂的主要因素。

2.3 电磁阀关闭时长对管路振动的影响

2.3.1 管路稳定分析

当电磁阀关闭时长位于稳定区或特征线上时,分析不同电磁阀关闭时长、不同流量对管路中心点位移响应曲线的影响规律,计算结果如图 10 ~ 图 12 所示。不同流量时管路振动频率如图 13 所示。

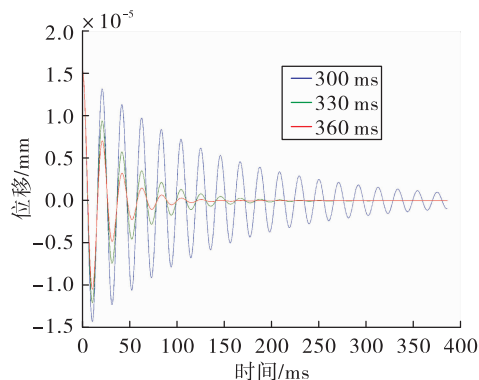


图 10 流量 30 kg/min 时不同关闭时长对应的管路位移曲线

Fig. 10 Displacement curve of pipe with different closing time when the flow rate is 30 kg/min

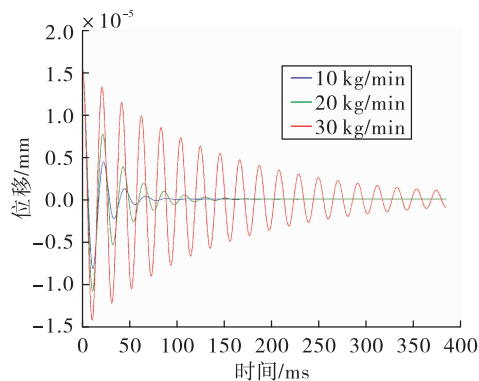


图 11 关闭时长 300 ms 时不同流量对应管路位移曲线

Fig. 11 Displacement curve of pipe with different flow rate when the closing time is 300 ms

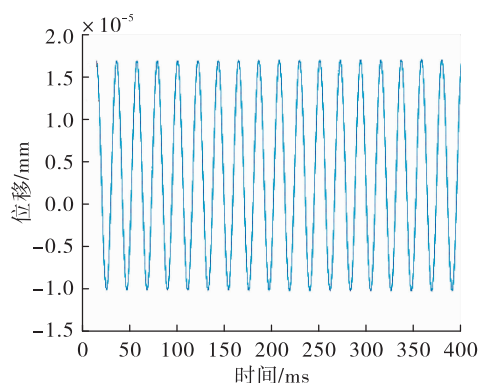


图 12 关闭时长 245 ms 且流量为 20 kg/min 时管路位移曲线

Fig. 12 Displacement curve of pipe when the closing time is 245 ms and the flow rate is 20 kg/min

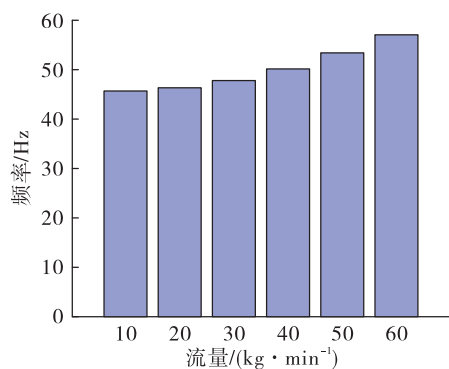


图 13 不同流量时管路的振动频率

Fig. 13 Vibration frequency of pipe at different flow rate

由以上分析可知,同一流量下,随着电磁阀关闭时长增加,管路中心点位移在较短周期内迅速衰减到零,管路振动消除;同一电磁阀关闭时长时,随着管路燃料流速的降低,管路中心点位移在较短周期内迅速衰减至零,管路振动消除。当电磁阀关闭时,燃料流速是逐渐降低的,相当于降低了管路的总刚度,使得管路振动频率范围较低,约为 45 ~ 60 Hz。然而,当电磁阀关闭时长处于特征线时,管路位移按单频等幅振动方式持续振动,且管路振动频率随流量的增加而增加。

2.3.2 管路周期扩张失稳分析

在管路失稳区分析中,对同一流量不同电磁阀关闭时间、同一电磁阀关闭时长不同流量两种情况下的管路非线性振动进行仿真计算。管路中心点

位移响应曲线如图 14 ~ 图 15 所示。

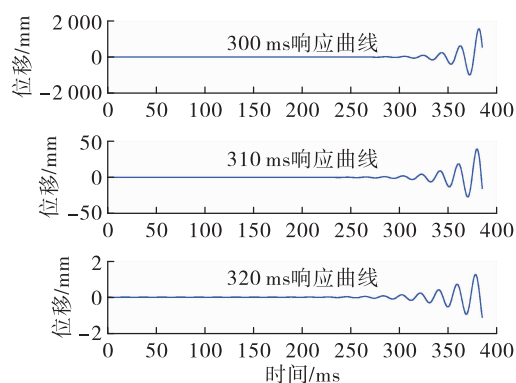


图 14 流量 50 kg/min 时不同关闭时长对应的管路位移曲线

Fig. 14 Displacement curve of pipe with different closing time when the flow rate is 50 kg/min

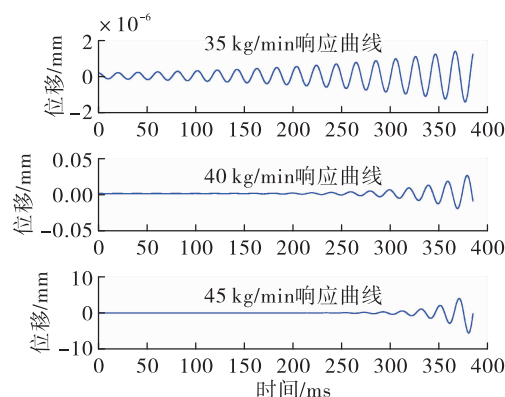


图 15 关闭时间 300 ms 时不同流量对应的管路位移曲线

Fig. 15 Displacement curve of pipe with different flow rate when the closing time is 300 ms

由以上分析可知,同一燃油流量时,管路振动位移随着电磁阀关闭时长的增加急剧降低,但管路位移振动初始时间提前;同一电磁阀关闭时长时,管路振动位移随燃油流速的增加呈几何级数增加,但管路位移振动初始时间变长。因此,当流量参数、电磁阀关闭时长处于不稳定区域时,快速关闭电磁阀将引起管路较大的扩张位移,可能导致管路断裂。

3 结论

论文建立了燃油管路的非线性液固耦合非线性

性振动模型,采用加权余量法和四阶 Runge-Kutta 法对该模型进行了数值仿真,分析了电磁阀开启时长、关闭时长造成的燃油瞬变流速对燃料管路的非线性振动影响,获得了燃油管路在瞬变流速激励下的振动特性。

1)电磁阀开启、关闭时长均随着管路燃料稳定临界流量的增加而增加,且在某一定稳定临界流量下,关闭时长约为开启时长的4~5倍。沿特征线可将管路振动分为稳定振动区和不稳定振动区(位于特征线下方区域为不稳定区域,而位于特征线上方区域为稳定区域)。

2)电磁阀开启时长处于稳定区域或特征线上时,管路位移均迅速衰减到零。在管路失稳区分析时,管路振动频率与电磁阀开启时长呈正相关关系,与管路燃油流量呈负相关关系。燃油流速增大是影响管路振动扩张断裂的主要因素,且燃料瞬变流速引起的燃料管路振动形式为多频率、变幅值的扩张振动。

3)电磁阀关闭时长处于稳定区域分析或特征线上时,燃油瞬变流速引起的管路位移在较短周期内迅速衰减到零,或产生较小的单频等幅振动,但管路振动位移均极小。在管路失稳区分析时,快速关闭电磁阀将引起管路产生较大的单频、幅值扩张位移,可能导致管路断裂。

参考文献:

- [1] 李彦江,张立圣,刘永寿,等. 飞机燃油管路压力脉动分析[J]. 飞机设计,2009,29(5):37-42.
- [2] 李晶,王康景,阎耀保,等. 周期性脉动流体对飞机液压管路振动特性的影响[J]. 机床与液压,2014,42(11):5-8.
- [3] 杜春阳,郁殿龙,温激鸿,等. 含功能梯度材料的周期管路振动特性研究[J]. 振动与冲击,2018,37(4):170-176.
- [4] 安晨亮,马金玉,王阔强. 流体压力对液压管路流固耦合振动特性的影响研究[J]. 机电工程,2018,35(11):1152-1158.
- [5] 孙欢. 基于流固耦合的线性充液卡箍管路振动研究[J]. 舰船科学技术,2016,38(21):87-90.
- [6] 包日东,金志浩,闻邦椿. 分析一般支承输流管道的非线性动力学特性[J]. 振动与冲击,2008,27(7):87-90.
- [7] 沈惠杰,温激鸿,郁殿龙,等. 基于 Timoshenko 梁模型的周期充液管路弯曲振动带隙特性和传输特性[J]. 物理学报,2009,58(12):8357-8363.
- [8] 林君哲,周恩涛,杜林森,等. 流体参数对航空发动机液压管路振动特性的影响[J]. 东北大学学报(自然科学版),2012,33(10):1453-1456.
- [9] 金基铎,宋志勇,杨晓东. 两端固定输流管道的稳定性和参数共振[J]. 振动工程学报,2004,17(2):190-195.
- [10] 魏杰立,张净玉,叶大海,等. 基于图论的燃油管路稳态流动计算方法[J]. 航空动力学报,2017,32(10):2344-2354.
- [11] 李占营,王建军,邱明星. 航空发动机管路流固耦合振动的固有频率分析[J]. 航空发动机,2017,43(1):66-70.
- [12] 郭庆,范启富. 基于 ANSYS 的输流管道液固耦合有限元仿真[J]. 微型电脑应用,2010,26(4):9-11.
- [13] 徐登伟,尤裕荣,袁洪滨,等. 基于 AMESim 的先导膜片式电磁阀动态特性仿真[J]. 火箭推进,2017,43(4):41-45.
XU D W, YOU Y R, YUAN H B, et al. AMESim-based simulation analysis on dynamic characteristics of pilot-operated diaphragm solenoid valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2017, 43(4):41-45.
- [14] SHAHBA A, ATTARNEJAD R, MARVI M T, et al. Free vibration and stability analysis of axially functionally graded tapered Timoshenko beams with classical and non-classical boundary conditions[J]. Composites Part B: Engineering, 2011, 42(4):801-808.
- [15] HANSSON P A, SANDBERG G. Dynamic finite element analysis of fluid-filled pipes[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001, 190(24/25):3111-3120.
- [16] 彭先勇,李晨阳,李维嘉,等. 载流管道振动数值仿真与实验测试[J]. 舰船科学技术,2011,33(11):17-21.
- [17] 杨林涛,沈赤兵. 基于 AMESim 的姿控发动机压力振荡传递特性研究[J]. 火箭推进,2019,45(3):26-32.
YANG L T, SHEN C B. Research on pressure oscillation transmission characteristics of attitude control engine based on AMESim[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(3):26-32.