

液体火箭发动机用小直径管路焊接疲劳 分析方法研究^{*}

张亚琪, 廖日东

(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要: 为了简化焊接圆管的随机振动疲劳计算, 通过理论推导和仿真对比证明了焊接疲劳分析中“结构应力法”所指的结构应力实质同材料力学计算的名义应力是一致的, 并以此提出了一种快速开展设计和分析的简化方法, 不依赖于FE-Safe软件, 且发挥了梁单元模型的效率优势。另外, 基于梁单元模型的随机振动计算结果对减震卡箍多方案布置对结构焊接疲劳寿命的影响展开讨论, 认为卡箍分散布置和增加数量虽然可以有效避开结构共振频率, 然而并不一定会提高焊接疲劳寿命, 甚至可能会加速焊接位置的失效, 具体布置设计需要结合疲劳计算结果。

关键词: 随机振动; 振动疲劳; 焊接疲劳; 结构应力; 小直径管路

中图分类号: V421.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 07-1628-08

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200275

Fatigue Analysis of Small-Diameter Welded Pipe in Liquid Rocket Engine

ZHANG Ya-qi, LIAO Ri-dong

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to simplify the calculation of random vibration fatigue of welded pipe, this paper proves that the structural stress referred to by structural stress method in welding fatigue analysis is consistent with the nominal stress calculated by material mechanics, and a simplified method for rapid design and fatigue analysis is proposed, which is not only independent of FE-Safe software, but also takes advantage of the efficiency of beam element model. In addition, based on the random vibration calculation results of the beam element model, the effects of the multi-scheme arrangement of damping clamps on the welding fatigue life of the structure are discussed. It is considered that the scattered clamps and the increased number can effectively avoid the resonance frequency of the structure, but it does not necessarily improve the fatigue life of the welding, and may even accelerate the failure of the welding position. The specific layout design needs to combine the fatigue calculation results.

Key words: Random vibration; Vibration fatigue; Welding fatigue; Structural stress; Small-diameter pipeline

^{*} 收稿日期: 2020-04-28; 修订日期: 2020-07-18。

作者简介: 张亚琪, 硕士生, 研究领域为动力机械结构强度。E-mail: 857216682@qq.com

通讯作者: 廖日东, 博士, 教授, 研究领域为动力机械结构强度与振动噪声。E-mail: liaord@bit.edu.cn

引用格式: 张亚琪, 廖日东. 液体火箭发动机用小直径管路焊接疲劳分析方法研究[J]. 推进技术, 2021, 42(7): 1628-1635. (ZHANG Ya-qi, LIAO Ri-dong. Fatigue Analysis of Small-Diameter Welded Pipe in Liquid Rocket Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(7): 1628-1635.)

1 引言

运载火箭发动机内部小直径管路种类数量繁多,结构复杂,运行环境恶劣,某型号火箭发动机内局部如图1所示。经验表明,该类小直径管路工作过程中时常发生振动疲劳失效,而焊缝薄弱部位失效是主要模式之一^[1-2],如图2所示,该失效裂缝位于导管一侧焊缝处。对于运载火箭发动机管路在焊缝位置疲劳失效问题,常规方法如文献[3-6]中以随机应力响应作为疲劳分析直接评估参量,由于未考虑焊缝特殊性,会使得寿命评估结果高于实际疲劳寿命。焊接部位应力复杂,疲劳评估方式也与普通结构不同,而目前的随机振动疲劳分析研究往往忽略其焊接薄弱部位,因此着重研究管路焊接接头在随机振动下的焊接疲劳成为当下亟待解决的问题。



Fig. 1 Interior view of the launch vehicle engine^[3]

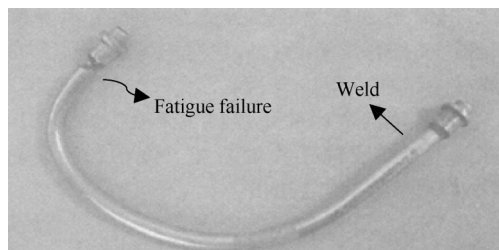


Fig. 2 Small-diameter pipelines with failed weld^[1]

主流焊接结构的疲劳分析方法有名义应力法、热点应力法、结构应力法。结构应力是目前焊接学界的研究热点。早期 Radaj^[7]认为焊线截面的具体应力分布是高度非线性的,而表面的焊趾应力可以通过将厚度方向应力分布线性化后的应力值作为结构应力。同济大学的武奇等^[8]对弯扭组合载荷作用下焊接接头的危险部位进行了疲劳应力分析,建立了一种基于结构应力和修正的 Wöhler 曲线对临界面多轴疲劳寿命的估算方法。基于结构应力的主 S-N 曲线法是 2005 年 Dong 等^[9]根据断裂力学理论提出的一

种网格不敏感的计算方法,只考虑了由焊接几何形式引起的几何应力集中,将缺口效应导致的应力集中体现在 S-N 曲线中。基于有限元技术建立含有焊缝细节的有限元模型后,文献[9]给出了单元计算模型和根据线力矩计算远端结构应力的方法。2007 年 ASME 标准^[10]中引入等效结构应力法应用于焊接结构的疲劳计算。结构应力法引入以应力强度因子 K 作为评估参量的等效方法,将等效后应力重新定义为等效结构应力。标准中对结构应力法评估复杂载荷下焊接疲劳给出了操作流程,如图3所示。

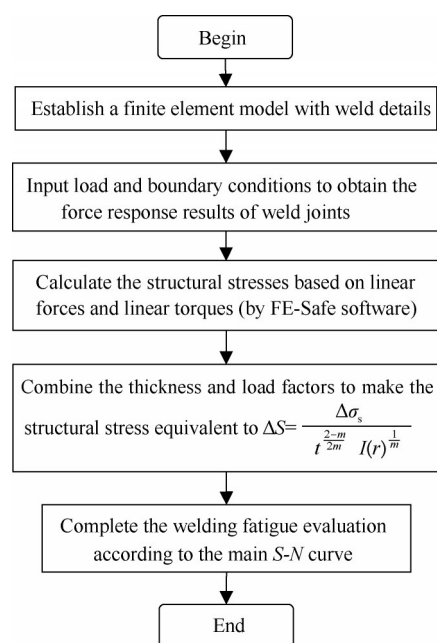


Fig. 3 Flow chart of welding fatigue analysis based on structural stress method

目前对焊接结构焊趾处多节点线性化的结构应力求解需要借助达索公司疲劳分析软件 FE-Safe 中特定的 Verity 模块,上述分析流程也仅针对复杂载荷下的结构应力计算。然而在随机振动的有限元分析中,结构应力计算需要以多增量步形式计算不同频率的膜应力和弯曲应力分量,最终需要得到结构应力的频域计算结果。多个软件的操作复杂性和单增量步计算的缺点使得上述分析流程理论可行而实施性差。

但根据文献[9]介绍的结构应力法不难发现,所谓的结构应力实际上就是按材料力学方法计算得到的名义应力。只是对于一些复杂零件的焊缝结构,需要采用文献介绍的方法,但对于小直径管路结构,认识到结构应力和名义应力的一致性,就使我们在方法上,只需要将管路结构采用梁单元模型计算即

可(因为梁单元模型获得的就是按材料力学方法计算的名义应力),而不必采用 FE-Safe 的 Verity 模块。这样,可以大大简化运载火箭发动机用小直径管路疲劳评估流程,也便于在同一软件中实施多增量步计算,从而实现管路的随机振动焊接疲劳分析和多方案改进分析。

2 名义应力与结构应力的关系

2.1 结构应力的理论分析

文献[9]中提到,焊接结构中受外力作用的焊缝截面沿厚度方向的应力分布 $\sigma_x(y)$ 如图 4 所示,该应力分布因含有缺口应力而呈现出高度非线性的特点,直接求解非常困难,因此需要对这个复杂的应力分布进行分解。分解后,第一部分应力可以通过结构力学方法直接求得,被称为结构应力,结构应力只与外力相关且与外力互相平衡;第二部分应力即为焊趾缺口效应引起的应力,被称为缺口应力,由于第一部分已经与外力平衡,因此缺口应力的分布一定处于自平衡状态。另外,剪切应力对焊裂纹扩展的贡献很小,所以忽略剪切应力的影响^[9]。与外力相平衡的结构应力可分解为膜应力 σ_m 和弯曲应力 σ_b ,如图 5 所示。

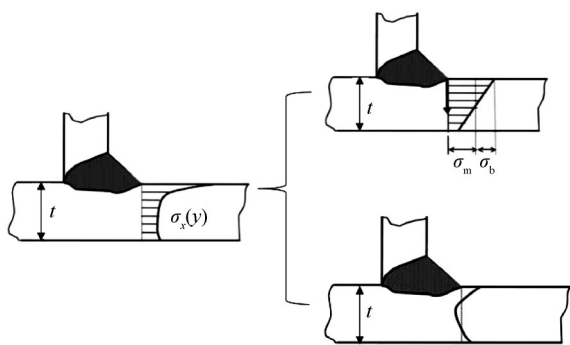


Fig. 4 Stress distribution in weld cross section^[8]

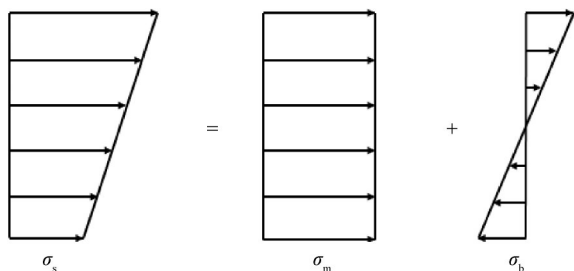


Fig. 5 Structural stress decomposition

结构应力可以通过图 5 两部分应力求和得到,从分解示意图可知,膜应力与弯曲应力分布正是材料力学方法计算的拉伸正应力和弯曲正应力。根据节

点力计算结构应力时,首先需要通过节点力计算线力 f_i 和线矩 m_i ,即焊线(焊趾)单位长度的力和力矩。线力计算如式(1)所示

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_{n-1} \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & \cdots & \cdots & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{(l_1 + l_2)}{3} & \cdots & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \frac{l_{n-2}}{6} & \frac{(l_{n-2} + l_{n-1})}{3} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & \frac{l_{n-1}}{6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_{n-1} \\ f_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

对接焊板中由线力和线力矩计算结构应力方法具体表述如下:

截面内均匀分布的膜应力

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x(y) dy = \frac{f_x}{t} \quad (2)$$

截面内弯曲应力为

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \int_{-t/2}^{t/2} y \sigma_x(y) dy = \frac{6m_y}{t^2} \quad (3)$$

则结构应力为膜应力和弯曲应力之和

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f_x}{t} + \frac{6m_y}{t^2} \quad (4)$$

式中 t 为板厚。由上述计算过程可知,结构应力计算首先通过一轮有限元计算获得焊趾所在截面应力分布,然后通过该应力结果求出截面上的合力和合力矩,最后由该合力和合力矩计算出拉压应力(膜应力)和弯曲应力,这同材料力学计算名义应力具有一致性。

2.2 名义应力与结构应力仿真计算对比

为了进一步确认小直径管路中名义应力与结构应力在有限元计算中的差别,以如图 6 所示的某型号运载火箭发动机小直径管路为例,焊线位于两端球接头同管路连接处,见图 6 中焊线标注。基于 Abaqus 建立带焊接细节的空间弯管模型,管路材料为 1Cr18Ni9Ti,弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比为 0.3,管路两端面施加固定约束,中部施加 $M_z = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的弯矩,应用 FE-Safe 软件计算焊缝一周结构应力,结果如图 7 所示,其中焊线结构应力最大值为 60.68 MPa 。

同时,忽略固定端球接头结构细节建立三维梁单元模型。根据名义应力定义,在小直径管路焊缝截面上的名义应力由以下两部分组成:

由拉伸载荷产生的正拉应力为

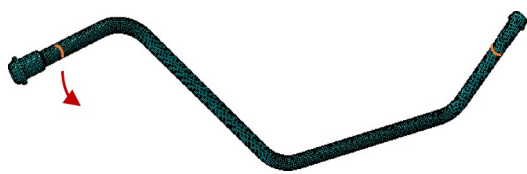


Fig. 6 Finite element model of welding small-diameter pipeline

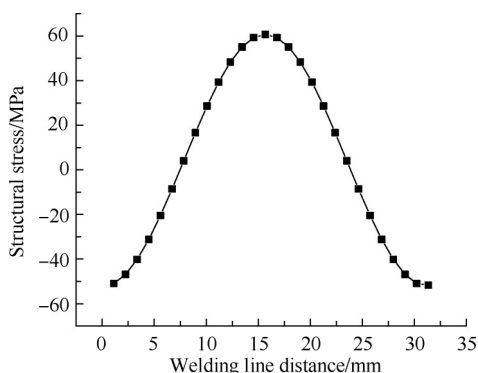


Fig. 7 Structural stress on weld line

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi(R^2 - r^2)} \quad (5)$$

由弯曲载荷产生的弯曲正应力为

$$\sigma_2 = \frac{M_y}{I} = \frac{M}{\frac{\pi D^3}{64}(1 - \alpha^4)} \quad (6)$$

式中 D 为管路外径, F 为截面合力, M 为截面合力矩。

在梁单元有限元模型中获得管路同一端焊接截面上的名义应力,得到截面合力结果为 108N,合力矩为 3262N·mm,由材料力学计算得名义应力为 60.13MPa。仿真结果证实以材料力学法计算的名义应力与结构应力法计算的结构应力相符(相对误差为 0.74%),进一步证明了结构应力法本质上等同于名义应力。

3 名义应力评估卡箍减振布局对焊接管路随机振动疲劳的影响

在随机振动分析中,受振动管路的结构动态特性取决于质量特性、自身刚度、结构阻尼以及边界条件^[11]。实际应用中,为了改善连通小直径管路的受振状况,强化运载火箭发动机管路结构的抗振性能以延长结构疲劳寿命,会采取一些减振技术,而目前的减振措施包括两种:振源控制和振动隔离。对于复杂载荷如随机振动工况下工作的零部件,工程中多运用振动隔离方法来优化受振状态^[12]。如图 8 所示采用可延伸喷管技术^[13]来减小“悬臂”类导管的悬

臂段长度;图 9 所示增设加强“肋条”、“卡箍”等提高局部强度和抗振性能^[14]等。另外较常用的还有对管路进行阻尼材料包覆等^[15]。

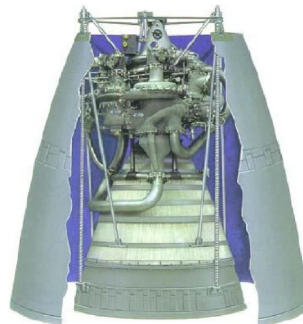


Fig. 8 Extendable nozzle technology^[12]

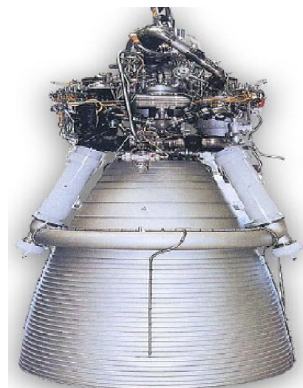


Fig. 9 Local strengthening technique^[13]

3.1 名义应力结合随机振动理论的疲劳分析方法

在随机振动焊接疲劳分析中,均方应力响应并不能完全准确评估其疲劳寿命,对于焊接结构疲劳分析,为考虑到缺口效应影响,文献[9]中引入了关于裂纹扩展的应力强度因子。将结构应力与接头形式和加载方式相统一,等效后的 ΔS 即为统一接头形式和加载方式影响的等效应力^[10]。

为了验证等效结构应力方法有效性,美国 Battelle 试验中心对比分析了近 1200 个不同钢材、板厚、接头形式以及加载方式的焊接疲劳数据^[16],如图 10 所示。

图 10 表示,以等效的结构应力表达的 $S-N$ 疲劳数据范围存在于一窄带中,这条窄带即为主 $S-N$ 曲线。主 $S-N$ 曲线的优点在于以数学上的一条 $S-N$ 曲线代替以前标准中多条 $S-N$ 疲劳曲线。等效后的名义应力 ΔS 为评估参量的主 $S-N$ 曲线表达式为

$$N = \left(\frac{C_d}{\Delta S} \right)^h \quad (7)$$

式中 C_d, h 为主 $S-N$ 曲线试验常数。对所有钢焊

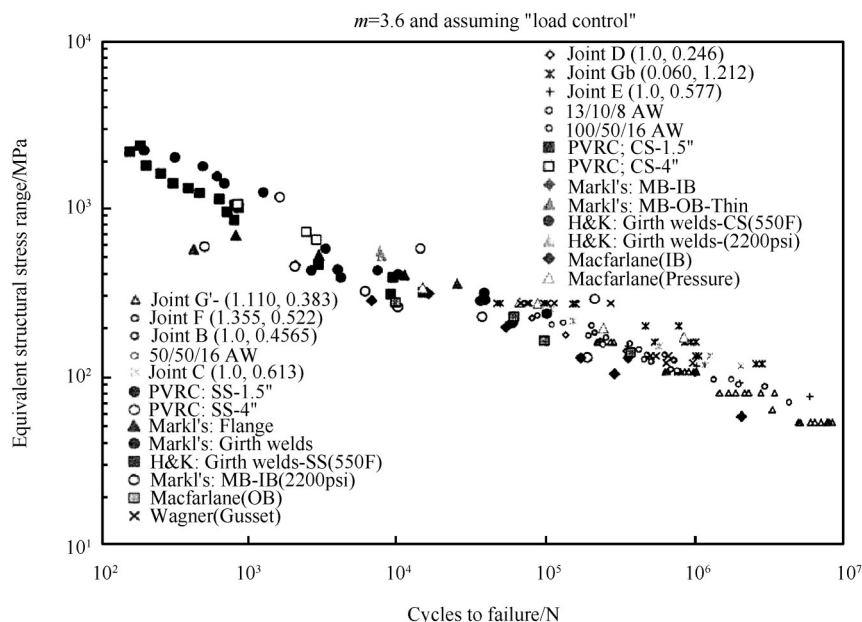


Fig. 10 Fatigue test data of the master $S-N$ curve^[15]

接接头的疲劳试验统计结果数据进行回归分析,得到不同统计数据偏差下的参数取值如表 1 所示。

Table 1 Parameters of the master $S-N$ curve^[17]

Statistical basis	C_d	h
Median	19930.2	
+2 σ	28626.5	
-2 σ	13875.8	3.6
+3 σ	31796.1	
-3 σ	12492.6	

目前对随机振动下由疲劳损伤计算结构疲劳寿命存在多种方法,如早在 1964 年 Bendat 提出的一种

窄带信号计算方法,后续 Dirlik, Bishop 等也提出不同的概率密度函数计算方法。经验表明 Dirlik 提出的雨流计算方法更接近工程实际,且该方法可直接从响应谱统计信息中得到应力变化范围的概率密度函数而不考虑频谱相位信息缺失带来的计算误差^[18]。Dirlik 方法的优势在于,虽然计算数据复杂,但所有参数均取决于响应应力前 4 阶惯性矩 $m'_i (i=0, 1, 2, 3, 4)$, 已知功率谱惯性矩求解公式如下

$$m'_i = \int f^i \cdot G(f) df \quad (8)$$

而由累计损伤公式可认为疲劳寿命为^[19]

$$N = \frac{C_d^h}{E[P] \cdot \sqrt{m'_0} \left[D_1 \cdot Q^{-h} \Gamma(1+b) + 2^{-\frac{h}{2}} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{b}{2}\right) (D_2 \cdot |R|^{-h} + D_3) \right]} \quad (9)$$

式中 $N(S)$ 为发生在 T 时间内应力循环次数, D_1 , D_2 , D_3 以及 Q, R 都是关于 m'_i 的函数, $E[P] = \sqrt{m_4/m_2}$ 为预期波峰数。

3.2 固支管路随机振动疲劳分析

根据第 2 节对结构应力实质的分析,本文认为随机振动焊接疲劳分析中,以梁单元模型计算的名义应力作为评估参量可以使寿命计算流程更加简洁高效。在运载火箭发动机中小直径管路在随机振动下有无减震保护措施会对其疲劳寿命有很大影响。以图 11 所示建立的梁单元小直径管路为例,由于其本身质量限制且空间范围有限,拉杆及包覆的减震技术应用较为不便,因此可增设卡箍以进行减震保护。

在固支管路上分散布置两卡箍,并施加 z 方向的

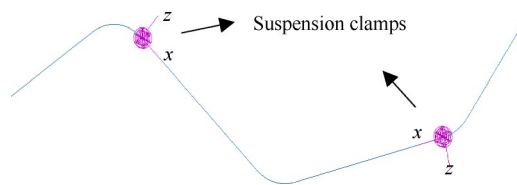


Fig. 11 Beam element model of fixed-support pipe with two clamps

随机激励,其中加速度激励谱如表 2 所示,以名义应力评估减震卡箍对小直径管路的焊接疲劳寿命影响,计算结果如图 12 所示。

由图 12 可知,当对固支管路增设两减震卡箍,却可以改善其焊接部位的随机振动疲劳寿命。为了研究减震卡箍的布局形式和增设个数对其随机振动疲

Table 2 Random vibration acceleration excitation spectrum

Frequency/Hz	Power spectral density/(g^2/Hz)
20	2.4×10^{-3}
85~500	0.12
500~1700	0.4
1900~2000	8
2200	0.8

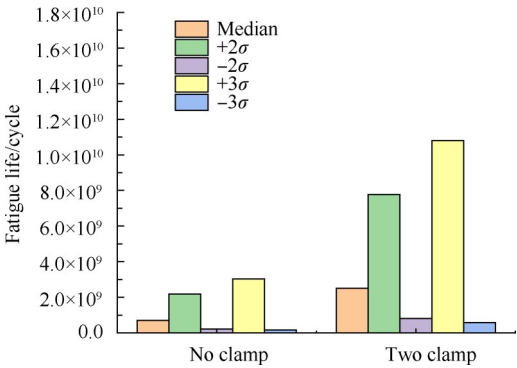


Fig. 12 Effect of clamp on welding fatigue life

劳寿命的影响规律,以下将根据名义应力法结合随机振动疲劳寿命计算方法进行多方案分析。

3.3 卡箍布局对随机振动疲劳寿命影响

减震卡箍会对结构疲劳寿命产生很明显作用,本节研究卡箍的布局形式对结构疲劳寿命的影响。基于 Abaqus 建立管路三维梁单元模型,对梁单元管路模型分别在距离一侧焊缝位置由近到远三点位置设置单一卡箍,三方案分别为离关注焊缝截面近端距离 1,距离 2,距离 3。经仿真分析,三种方案布置下管路的模态频率如表 3 所示。由结构模态分析结果可知,当一侧偏置单一卡箍,管路类似被分成长短两段简支梁结构,长段管路依然不能避免激励频率范围内的多阶模态频率分布,甚至使得激励加速度峰值位于模态频率处。

Table 3 Intrinsic modes under different single clamp layouts(Hz)

Mode	Distance1	Distance2	Distance3
1	320.80	704.37	395.24
2	964.08	779.90	517.63
3	1067.10	949.09	907.99
4	1297.00	1856.50	1673.20
5	2143.60	2283.20	1863.60

尽量的均匀分布可以最大程度避开某阶共振频率,然而这时焊缝处可能并非具有最优化的结构疲劳寿命。经随机振动分析得到应力响应结果如图 13。

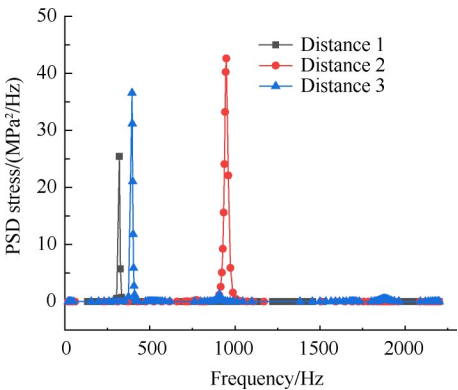


Fig. 13 Comparison nominal stresses' PSD

可知距离 1 的卡箍布置下焊缝截面的均方根名义应力值为 18.47MPa,距离 2 即管路中间部位卡箍布置得到焊缝截面均方根名义应力值 27.03MPa,距离 3 则为 26.09MPa。根据焊缝名义应力结合主 S-N 曲线计算结构疲劳寿命如图 14 所示。

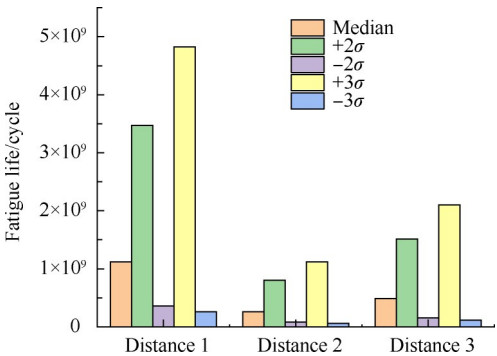


Fig. 14 Effect of clamp positon on fatigue life

由图 14 可以看出,经名义应力法计算的一侧焊接疲劳寿命在当卡箍距离较近时由于结构减震会具有较大的疲劳寿命,但当卡箍以距离 3 布置时,较近端的疲劳寿命有所降低;中间距离 2 卡箍布局虽然可以避开结构的低阶共振频率,但由于在高频位置应力产生较大的能量损耗会使得结构疲劳损伤值明显增大,因此疲劳寿命值也最低。由此,特定型号的火箭发动机小直径管路的卡箍布置需要根据结构疲劳寿命进行优化处理。

3.4 卡箍数量对随机振动疲劳寿命影响

为了研究空间小直径管路卡箍减震的应用对其随机振动下焊接疲劳性能的影响,同样对两端固定约束的三维梁单元管路模型分别采取中部、两点、三点位置增设卡箍支撑三种布置方案,如图 15 所示。20~2200Hz 内模态对比结果如表 4 所示。

卡箍等效为对管轴径方向线弹性约束,分析随机振动下各形式对管路固有模态的影响,由表 4 可以

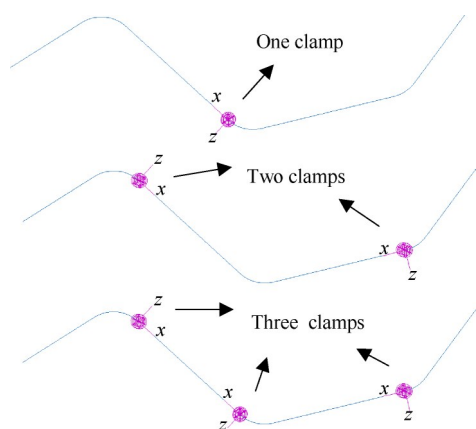


Fig. 15 Beam element model of fixed-support pipe with different number of clamps

Table 4 Intrinsic modes with different number of clamps (Hz)

Mode	0 clamp	1 clamp	2 clamps	3 clamps
1	279.62	704.37	469.81	1475.3
2	507.56	779.90	1228.2	1641.8
3	780.28	949.09	1714.5	2293.2
4	990.16	1856.50	1998.7	
5	1215.10	2283.20	2561.4	
6	1936.70			

看出,当增设卡箍保护后,模态分析结果有效避免了结构低频振动频率,因此总的来说,这三种减震形式都可以通过改变结构模态频率而使其在激励频率范围内更“安全”,并且三点卡箍对于低频振动的减震疲劳更为有效。

同样对管路有限元模型施加如表2所示的 z 方向随机加速度激励,得到各卡箍布置形式的焊接截面名义应力功率谱响应如图16所示。

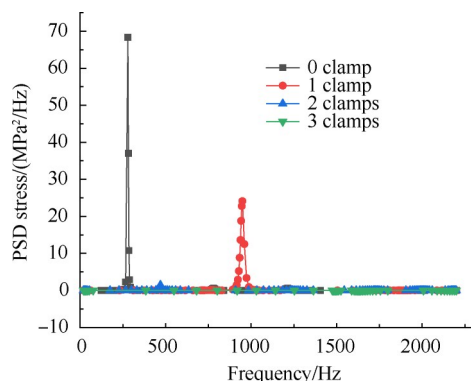


Fig. 16 Comparison of different nominal stresses' PSD

其中无额外减震措施下焊接截面均方根名义应力值为28.22MPa,一点卡箍为27.03MPa,两点卡箍为5.62MPa,三点卡箍为1.08MPa,对于均方根名义应力值的大小三点卡箍控制得比较好,但随之而来的是

加工困难以及结构空间要求会更高。根据上述名义应力结合Dirlik随机疲劳分析方法计算随机振动下运载火箭发动机小直径管路在不同卡箍个数布局下焊接疲劳寿命,结果如图17所示。

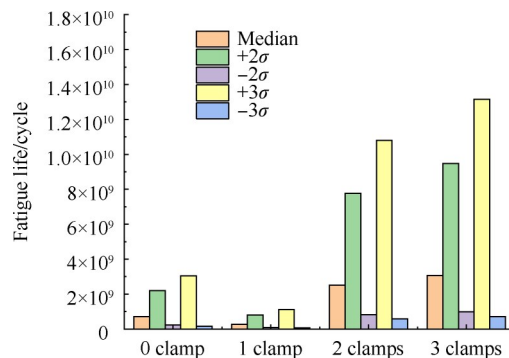


Fig. 17 Effect of clamps number on fatigue life

从图中可以看出,除了加载方式影响,当增加卡箍保护时,并非数量越多焊接结构疲劳寿命越能够得到改善,原因是当在中部增加卡箍,改变结构边界条件下的固有模态使得高的应力值在高频区域更加频繁,这会导致更高的能量损耗,因此中部单一卡箍约束下的焊接疲劳寿命甚至低于未额外施加卡箍约束的结构焊接疲劳。当在管路两侧均匀安置两个卡箍,结构的疲劳寿命明显改善;三只卡箍同样会改善结构疲劳强度,但在小直径管路布置中会造成不必要的加工困难,增设卡箍数量可以视条件允许而定。

4 结 论

本文通过对结构应力的理论推导和焊接管路的卡箍布局仿真分析,得到以下结论:

(1)在对运载火箭发动机用焊接小直径管路的随机振动疲劳寿命评估中,可以利用等效的名义应力快速实现疲劳寿命计算,避免依赖FE-Safe进行复杂计算。

(2)基于梁单元模型对火箭发动机用小直径管路进行实例分析,认为卡箍分散布置以及增加卡箍数量对其避开频率共振是有优势的,然而并不一定会提高焊接疲劳寿命,有的情况可能会加速焊接位置的失效,具体仍需要依照寿命估算计算进行布置设计,当然也受空间及成本限制。

致 谢:感谢中国运载火箭技术研究院对本论文的技术与材料支持,感谢北京理工大学发动机实验室提供的学术研究平台。

参考文献

[1] 傅国如,陈 荣,吕凤军,等. 发动机燃油供油导管

- 断裂失效分析[J]. 失效分析与预防, 2007, 2(1): 29-33.
- [2] 张 良, 张广利, 杨锋平, 等. 环焊缝开裂原因分析[J]. 金属热处理, 2014, 39(12): 151-156.
- [3] 徐璐明. 中国大推力火箭发动机实物曝光[N]. 环球网, 2015-07-17.
- [4] 权凌霄, 赵文俊, 于 辉, 等. 随机振动载荷作用下航空液压管路疲劳寿命数值预估[J]. 液压与气动, 2017, (6): 43-48.
- [5] 方红荣, 薛立鹏, 李朝晖. 基于有限元法的运载火箭管路随机振动疲劳寿命分析[J]. 导弹与航天运载技术, 2017, (4): 107-110.
- [6] 杜大华, 穆朋刚, 田 川, 等. 液体火箭发动机管路断裂失效分析及动力优化[J]. 火箭推进, 2018, 44(3): 16-22.
- [7] Radaj D. Design and Analysis of Fatigue Resistant Welded Structures [M]. Cambridge: Abington Publishing, 1990.
- [8] 武 奇, 邱惠清, 郑 洋. 基于壳单元的焊接接头的结构应力求解[J]. 焊接学报, 2010, 31(7): 22-26.
- [9] Dong P, Hong J K. Recommendations for Determining Residual Stresses in Fitness-for-Service Assessment [M]. New York: WRC Bulletin, 2002.
- [10] Committee BPV. ASME Boiler & Pressure Vessel Code [M]. New York: ASME Edition, 2007.
- [11] 宋向华. 随机振动分析方法研究及工程应用[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2014.
- [12] 蔡标华, 俞 健, 白亚鹤. 舰船系统管路弹性减振设计与试验[J]. 舰船科学技术, 2011, 33(11): 61-64.
- [13] Michael L, Kevin W, Tony F, et al. Performance of the Spacecraft Propulsion Research Facility During Altitude Firing Tests of the Delta III Upper Stage [R]. AIAA 98-4010.
- [14] Brox L, Lindblad K, Wir M, et al. Hot Testing of Laser Welded Channel Wall Nozzles on Vulcain 2 Engine and Subscale Stage Combustion Demo [R]. AIAA 2011-5939.
- [15] 肖 坤, 白鸿柏, 薛 新, 等. 金属橡胶包覆管路阻尼结构减振性能研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(23): 239-245.
- [16] 兆文忠, 李向伟, 董平沙. 焊接结构抗疲劳设计理论与方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017.
- [17] Dong P, Prager M, Osage D A. The Design Master S-N Curve in ASME DIV 2 Rewrite and Its Validations [J]. Welding in the World, 2007, 51(5): 53-63.
- [18] 林晓斌. 基于功率谱密度信号的疲劳寿命估计[J]. 中国机械工程, 1998, 9(11): 20-23.
- [19] 庄表中, 王行新. 随机振动概论[M]. 北京: 地震出版社, 1982.

(编辑:梅 瑛)