

力平衡补偿器径向刚度建模与试验研究

高羨明¹ 卢少辉¹ 徐鸿鹏² 李玉涵¹ 张衍龙¹

(1. 陕西科技大学 机电工程学院, 西安 710021)

(2. 西安航天动力试验技术研究所, 西安 710100)

摘要:【目的】针对大推力液体火箭发动机试验中力平衡补偿器力学特性难以精准识别的问题,以DN500力平衡补偿器为对象,研究其在不同工况下的径向刚度特性。【方法】首先,基于曲杆模型和能量法,建立单层U形波纹管径向刚度的机制模型,并分析其受载变形规律;其次,采用Ansys软件建立补偿器整体有限元模型,模拟其在内部充压(0~1.2 MPa)及终端加载工况下的力学响应;然后,设计并搭建专用的力学特性试验装置,通过液氮增压模拟真实工况,对补偿器进行加载测试;最后,结合有限元分析与试验结果,对刚度模型中的修正系数进行标定。【结果】研究结果表明,初始状态下,补偿器整体因重力下沉,随终端载荷增大,位置逐渐上移且内部变形减小;当内部充压为0~1.0 MPa时,补偿器的终端径向刚度由55.03 N/mm线性减小至15.07 N/mm(有限元分析值),试验值则由63.49 N/mm线性减小至20.17 N/mm,两者趋势高度吻合。所构建的刚度模型与修正系数能有效预测补偿器的径向刚度,可为同类补偿器的结构优化设计及推力修正提供参考。

关键词: 力平衡补偿器; U形波纹管; 径向刚度; 力学特性试验; 有限元分析

中图分类号: O343.2; TB121; TB115 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.04.005

0 引言

大推力液体火箭是航天领域的关键运载工具。中国“八年九机”计划明确提出,研制以500 t级液氧煤油发动机和百吨级补燃循环液氧/液氢发动机为代表的9型泵压式液体火箭发动机,因此,具备精准矢量推力识别能力的液体火箭发动机研究尤为重要。而在大推力液体火箭发动机试验中,存在部分干扰结构,影响矢量推力的精准识别。管路系统在飞机复杂、庞大的各类系统中发挥着不可或缺的连接作用^[1],同时在液体火箭发动机中也具有无可替代的重要性,其可靠性至关重要^[2]。发动机推进剂主管路会引起推力损失,因此在泵前管与主管路间须设置波纹管补偿器作为力分界面,并对其轴、径向刚度进行精准预测与识别。基于此,本文以某型力平衡补偿器为研究对象,从单层波纹管径向刚度机制模型出发,考虑多层材料摩擦及弹塑性变形因素,构建仿真模型,搭建测试试验台展开测试。

在补偿器中,波纹管有U形、V形、S形、Ω形等波形。按管壁层数可分为单层和多层波纹管。在总壁厚相同的前提下,多层波纹管具有刚度小、补偿量大、疲劳寿命长等优点^[3]。应用于某型大推力液体火箭发

动机试验推进剂供应系统的DN500力平衡补偿器,内含多层U形波纹管,主要用于管路连接及力平衡消除。由于力平衡补偿器结构复杂、负载特性特殊,其在内压及终端载荷下的总体力学特性难以精准把握;然而,明确其力学特性是确保试车台数据准确、推力补偿可靠的重要依据,良好的力学性能可提升测试管路的稳定性、安全性和可靠性^[4]。因此,有必要进一步研究力平衡补偿器在工作状态下的力学特性,为其结构设计及试车架推力修正提供依据。

近年来,不少研究者针对波纹管刚度方面做了较多的研究工作。黄瀚林等^[5]基于有限元计算值,对等效厚度进行修正,引入刚度修正系数,提出一种采用等效厚度的单层U形波纹管有限元模型分析多层U形波纹管轴向刚度的方法。谈卓君等^[6]使用单层等效厚度计算波纹管轴向刚度,并以双层波纹管为例验证了可行性。万宏强等^[7]在低温环境下对U形波纹管轴向刚度经验公式进行了修正,并通过有限元分析和试验,验证了修正方法的正确性。刘达列等^[8]利用Ansys软件中的Matrix27刚度单元模拟金属波纹管,建立了简化有限元模型,分析了其轴向刚度和扭转刚度。李志强等^[9]对单、双层焊接金属波纹管进行分析,通过试验测量了周期性载荷作用下的轴向刚度。王亚军

收稿日期: 2024-08-01 修回日期: 2024-09-19

基金项目: 教育部重点实验室开放课题项目(KFKT202307)

作者简介: 高羨明,男,1984年生,山东鄄城人,博士,讲师,硕士研究生导师; 主要研究方向为有限元计算及仿真(流场、温度场、强度等)、数字孪生技术; E-mail: gaioxianming@sust.edu.cn。

引用格式: 高羨明,卢少辉,徐鸿鹏,等. 力平衡补偿器径向刚度建模与试验研究[J]. 机械强度,2026,48(4):39-46.

GAO Xianming, LU Shaohui, XU Hongpeng, et al. Modeling and test study of the radial stiffness of the force-balanced compensators[J].

Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(4):39-46.



免费获取

等^[10]通过设计轴向刚度试验,考虑了无内压和充压 0.5 MPa 状态下的拉伸、压缩工况,获得了不同规格的 2 种金属软管试验件的刚度曲线。魏鲲鹏等^[11]对碳纤维波纹管渐变铺层进行研究,采用轴向施力法测量静态弯曲刚度,建立有限元模型,计算线性与几何非线性下的弯曲刚度,并模拟不同铺层的影响。也有一些学者推导了波纹管刚度的经验公式,如,黄黔等^[12-13]推导的 U 形波纹管刚度的经验公式,在国际普遍接受、使用的 Expansion Joint Manufacturers Association (EJMA) 标准^[14]中提出了一些波纹管刚度的近似计算公式。还有一些学者得出“内部压力为 P 的波纹管可以等效为等效压力 f_p 下的静不定梁”这一结论^[15-16]。

本文以 DN500 力平衡补偿器为研究对象,针对其在常温常压、常温充压及终端加载等模拟工况下的力学特性开展研究。首先,构建波纹管机制模型,探究单层单波、单层多波波纹管的径向刚度及变形规律;其次,按“单波波纹管→多波波纹管→补偿器整体”的顺序进行有限元分析,揭示其力学特性;最后,设计补偿器力学特性试验,通过增压装置、刚度测量系统和位移测量系统的校核,实现对补偿器力学特性的测试功能。研究结果为 DN500 力平衡补偿器在内压及终端加载环境下的径向刚度精准预测提供了试验数据支撑,为后续补偿器设计与应用提供参考。

1 U 形波纹管机制模型的构建

1.1 U 形波纹管径向刚度表达式

波纹管刚度定义为广义作用力与该力作用下引起的广义位移之比,通常用字母 K 表示。图 1 所示为波纹管径向刚度定义示意图。当应力和变形均在弹性范围内时,保持一端固定,另一端施加竖向载荷,径向刚度 K 的表达式为

$$K = \frac{F_s}{x_e} \quad (1)$$

式中, F_s 为静载荷; x_e 为在载荷方向上的弹性变形。

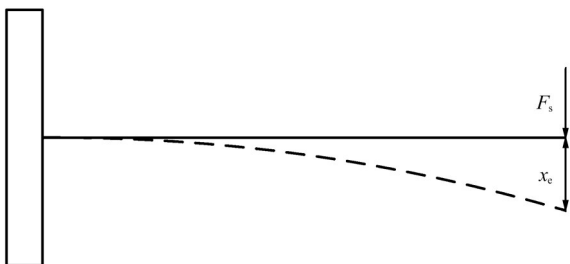


图 1 波纹管径向刚度定义示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the radial stiffness definition of the bellows

1.2 基于曲杆模型的单层 U 形波纹管径向刚度经验公式的推导

图 2 所示为波纹管模型。将半个波峰、半个波谷和连接直边简化为曲杆模型,边界条件为一端施加径

向力和弯矩,另一端固定,如图 3 所示。该模型常用于波纹管轴向刚度计算,EJMA 标准中的轴向刚度计算公式也是基于此模型建立并修正的。目前,对波纹管径向刚度的研究还比较少。

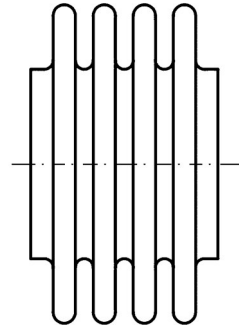


图 2 U 形波纹管结构模型

Fig. 2 U-shaped bellows structural model

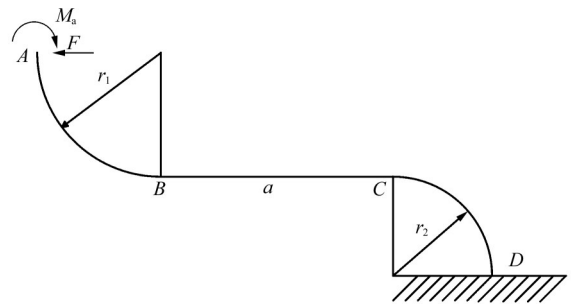


图 3 波纹管半波曲杆力学模型

Fig. 3 Half-corrugated curved rod mechanical model of the bellows

本文采用截面法、能量法、卡氏第二定理及悬臂梁公式推导单层 U 形波纹管径向刚度经验公式。图 3 中, r_1 为波峰曲率半径; r_2 为波谷曲率半径; d_m 为波纹管直径; t 为波纹管壁厚; a 为波峰、波谷连接直边长度; E 为波纹管材料的弹性模量。

AB 段上各点的弯矩 $M_{AB}(\theta)$ 、 BC 段上各点的弯矩 M_{BC} 、 CD 段上各点的弯矩 $M_{CD}(\beta)$ 分别为

$$\begin{aligned} M_{AB}(\theta) &= M_a - Fr_1 \cos \theta \\ M_{BC} &= M_a - Fr_1 \end{aligned} \quad (2)$$

$$M_{CD}(\beta) = M_a - F[r_1 + r_2(1 - \sin \beta)]$$

式中, θ 为 AB 段上的所求点与 B 点之间的弧对应的夹角; β 为 CD 段上的所求点与 D 点之间的弧对应的夹角; M_a 为 A 点处的外力矩; F 为 A 点处的外力。

系统应变能的计算式为

$$U = \frac{1}{2} \int \frac{M^2}{EJ} dl \quad (3)$$

式中, M 为 AB 、 BC 和 CD 段上各点的弯矩; l 为被积弧长; J 为截面的惯性矩。对于欧拉梁,忽略其剪切应变能。

由卡氏第二定理,将式(3)代入,可得 A 点的角位移 θ_a 为

$$\theta_a = \frac{\partial U}{\partial M_a} = \int \frac{M}{EJ} \frac{\partial M}{\partial M_a} dl \quad (4)$$

又因为 $\frac{\partial M_{AB}}{\partial M_a} = \frac{\partial M_{BC}}{\partial M_a} = \frac{\partial M_{CD}}{\partial M_a} = \frac{\partial M}{\partial M_a} = 1$, 且 A 点的角位移为 0, 因此

$$\frac{\partial U}{\partial M_a} = \int \frac{M}{EJ} dl = 0 \quad (5)$$

联立式(2)、式(5), 可求得

$$M_a = FI \quad (6)$$

式中, $I = \frac{r_1^2 + \frac{\pi}{2} r_1 r_2 + (\frac{\pi}{2} - 1)r_2^2 + r_1 a}{a + \pi(r_1 + r_2)}$ 。

再次运用卡氏第二定理, 分别将 AB 、 BC 和 CD 段的弯矩代入, 则 A 点沿 F 方向的位移 δ_a 为

$$\delta_a = \frac{\partial U}{\partial F} = \int \frac{M}{EJ} \frac{\partial M}{\partial F} dl \quad (7)$$

可得

$$\delta_a = \frac{FC}{EJ} \quad (8)$$

式中, $C = \frac{\pi}{2} r_1 I^2 + \frac{\pi}{2} r_2 I^2 + aI^2 - r_1^2 I - \frac{\pi}{2} r_1 r_2 I - \frac{\pi}{2} r_2^2 I + r_2^2 I - r_1 aI$ 。

波纹管单个完整波峰(谷)的位移量为

$$x = 2\delta_a \quad (9)$$

根据式(1), 联立式(8)、式(9)可得波纹管单波径向刚度为

$$K_d = \frac{F}{x} = \frac{EJ}{2C} \quad (10)$$

又因为曲杆平均截面惯性矩为

$$dJ = \frac{1}{12} t^3 dy \quad (11)$$

其中,

$$dy = \frac{d_m}{2} d\alpha \quad (12)$$

式中, $d\alpha$ 为用于计算波纹管曲杆模型截面惯性矩的角度微元。则截面的惯性矩为

$$J = \frac{\pi}{12} d_m t^3 \quad (13)$$

联立式(10)、式(13), 可得单波波纹管的径向刚度为

$$K_d = \frac{\pi E d_m t^3}{24C} \quad (14)$$

若波数为 n 的悬臂波纹管的端部受到与波纹管轴线垂直的力 Q , 则当波纹管沿力的方向变形较小时, 可以按照悬臂梁的端部位移公式计算梁端部的位移, 计算式为

$$y_b = \frac{QL_a^3}{3B} \quad (15)$$

式中, y_b 为波数为 n 的悬臂波纹管的管端沿力 Q 方向的位移; L_a 为波纹管的轴向长度。 B 的计算式为

$$B = \frac{2CtL_a}{EJn} \quad (16)$$

1.3 充压波纹管模型的构建

根据HUO等^[17]的研究, 内部压力为 P 的波纹管可以等效为等效压力 f_p 下的静不定梁。图4所示为波纹管的等效静不定梁。图4中, f_p 、 F_{px} 、 $M_{p,L}$ 的计算式分别为

$$f_p = \frac{\pi d_m^2 \varphi P}{4L} \quad (17)$$

$$F_{px} = \frac{f_p L}{2} \quad (18)$$

$$M_{p,L} = \frac{f_p L^2}{12} \quad (19)$$

式中, φ 为旋转角度; L 为波纹管长度; F_{px} 为附加的侧向力; $M_{p,L}$ 为弯矩。

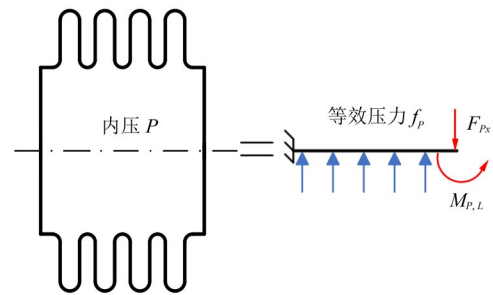


图4 充压波纹管等效静不定梁模型

Fig. 4 Equivalent statically indeterminate beam model of the pressurized bellows

1.4 波纹管受载形变分析

图5(a)所示为多段波纹管未受径向载荷时的模型, 波纹管上半部分的波峰(例如由环板 A_1B_1 、环壳 B_1C_1 及环板 C_1D_1 形成的左端第1个波峰)在受载前, 环板 A_1B_1 与 C_1D_1 平行; 波纹管上半部分的波谷(例如由环板 C_1D_1 、环壳 D_1E_1 及环板 E_1F_1 形成的左端第1个波谷)在受载前, 环板 C_1D_1 与 E_1F_1 平行。波纹管下半部分的波峰、波谷与上半部分等同, 即环板 A_2B_2 与 C_2D_2 平行; 环板 C_2D_2 与 E_2F_2 平行。

如图5(b)所示, 波纹管的边界条件为一端(右侧)固定支撑; 载荷输入为另一端(左侧)受到垂直于波纹管轴线的竖直向上的径向载荷。图5(c)、图5(d)及图5(e)所示均为图5(b)中所示的边界条件和载荷下的变形情况。由图5(c)可知, 该段波纹管的变形情况为: 上、下两部分从右端至左端, 波峰角度逐渐减小, 即环板 A_1B_1 和 C_1D_1 及环板 A_2B_2 和 C_2D_2 形成的角度逐渐减小, 也就是说, 波峰部分的压缩量逐渐增加; 波谷角度逐渐增大, 即环板 C_1D_1 和 E_1F_1 及环板 C_2D_2 和 E_2F_2 形成的角度逐渐增大, 也就是说, 波谷部分的拉伸量逐渐增加。由图5(d)可知, 该段波纹管的变形情况为: 上、下两部分从右端至左端, 波峰角度逐渐增大, 即环板 A_1B_1 和 C_1D_1 及环板 A_2B_2 和 C_2D_2 形成的角度逐渐增大, 也就是说, 波峰部分的拉伸量逐渐增加; 波谷角度逐渐减小, 即环板 C_1D_1 和 E_1F_1 及环板 C_2D_2

和 E_2F_2 形成的角度逐渐减小,也就是说,波谷部分的压缩量逐渐增大。由图 5(e)可知,该段波纹管的变形情况综合了图 5(c)、图 5(d)对应的波纹管的变形情况,并且具有更加复杂的特征。

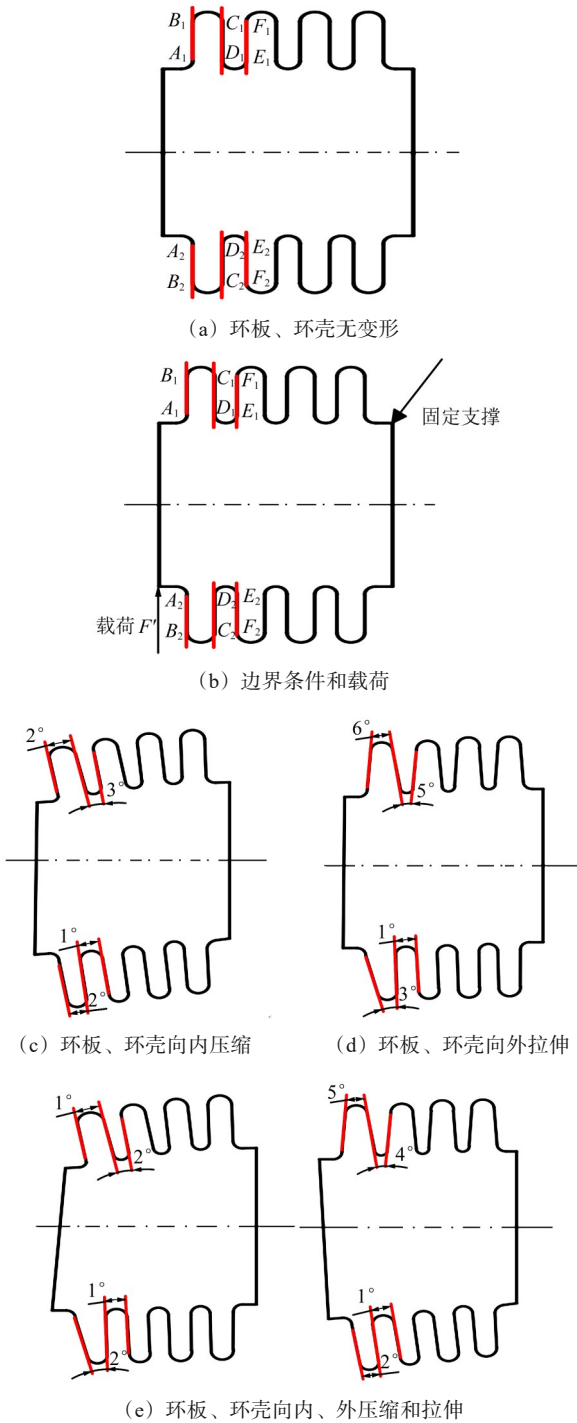


图 5 多段波纹管受载变形模型
Fig. 5 Loaded deformation model of the multi-segment bellow

2 U 形波纹管计算模型

本文研究的 DN500 力平衡补偿器中的波纹管由 3 层 06Cr19Ni10 材料充压而成,06Cr19Ni10 材料的力学性能参数如表 1 所示。在三维建模软件中对补偿器中的单段 U 形波纹管构建模型,如图 6 所示。

表 1 06Cr19Ni10 材料力学性能参数

Tab. 1 Mechanical performance parameters of the 06Cr19Ni10 material

材料	温度/°C	密度/(g/cm ³)	泊松比	弹性模量/MPa	屈服强度/MPa
06Cr19Ni10	20	7.93	0.3	1.95×10 ⁵	250



图 6 3 层单段波纹管剖面结构模型

Fig. 6 Cross-section structural model of the 3-layer single-segment bellow

为深入分析波纹管在补偿器中受到载荷时的力学特性,首先对单段波纹管的力学特性进行有限元分析。分析采用的位移边界条件为:波纹管的一端采用固定约束,在另一端面施加远程力。单段波纹管的应力、位移云图如图 7 所示。由图 7 可知,波纹管的最小等效应力出现在管体中间端面(波峰和波谷交界面),而最大等效应力出现在波段的波谷处;位移变形结果为波纹管一侧受拉、一侧受压。波纹管通过自主辅助进行力平衡补偿,通过上端受压而压缩、下端受拉而膨胀进行位移补偿。

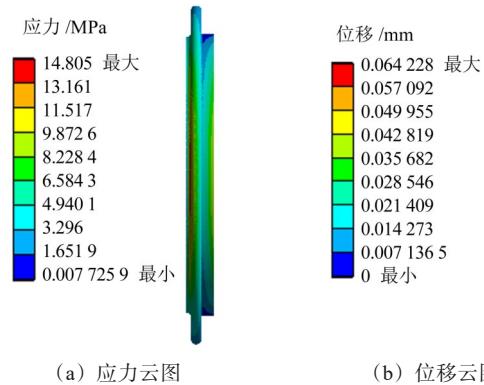


图 7 单段波纹管应力与位移云图
Fig. 7 Stress and displacement contour plots of the single-segment bellow

在对单段波纹管进行分析的基础上,对多段波纹管的力学特性进行有限元分析,结果如图 8 所示。由图 8 可知,多段波纹管的应力分布与单段波纹管的应力分布相同,即在波纹管的波峰处应力小,在波纹管的波谷处出现应力集中(主要分布在上、下两端的波谷上),在波纹管的中段基本没有产生应力;多段波纹管的位移变形趋势与单段波纹管的位移变形趋势相同,即波纹管下端因受拉而膨胀,上端因受压而收缩。

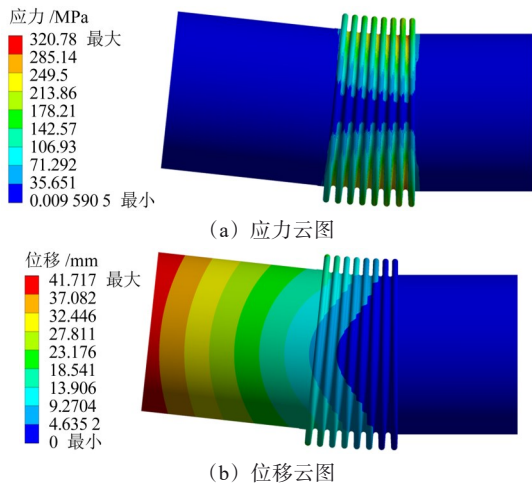


图 8 多段波纹管应力与位移云图

Fig. 8 Stress and displacement contour plots of the multi-segment bellows

3 补偿器计算模型

根据实际工况,补偿器的终端主要承受的外部载荷是由液压泵提供的竖直向上的压力载荷,其作用面在端部的法兰盘下端。同时,在实际工况中,常通过充氮气向补偿器内腔充压,保证其内部受到均匀的压力。根据实际工况,设置补偿器计算模型的约束与载荷、位移条件。图 9 为补偿器整体模型图。

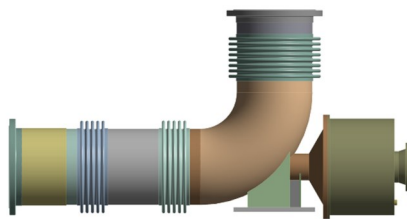


图 9 DN500 力平衡补偿器整体结构模型

Fig. 9 Overall structural model of the DN500 force-balanced compensator

3.1 整体位移分析

图 10 所示为补偿器在 0.6 MPa 下的整体变形情况。由图 10 可知,初始状态下,补偿器受重力影响,两段波纹管均向下弯曲,整体下沉,终端下沉量最大,从前至后逐渐减小。随着终端加载,补偿器逐渐上移,最终恢复平衡;同时,从终端向内部变形幅度递减,表明重力影响逐渐被抵消。

3.2 刚度分析

图 11 所示为 DN500 在不同充压下刚度的有限元分析结果。通过对补偿器进行有限元分析可知,当补偿器内部的充压分别为 0.2、0.4、0.6、0.8、1.0 MPa 时,终端刚度分别为 55.03、48.67、37.46、26.26、15.07 N/mm。当补偿器内部的充压在 0~1.0 MPa 范围内时,其总体呈现随补偿器内部充压增大,终端刚度线性减小的趋势。此外,当充压大于 1.0 MPa 时,终端载荷的增加量

较小,即终端刚度较小。

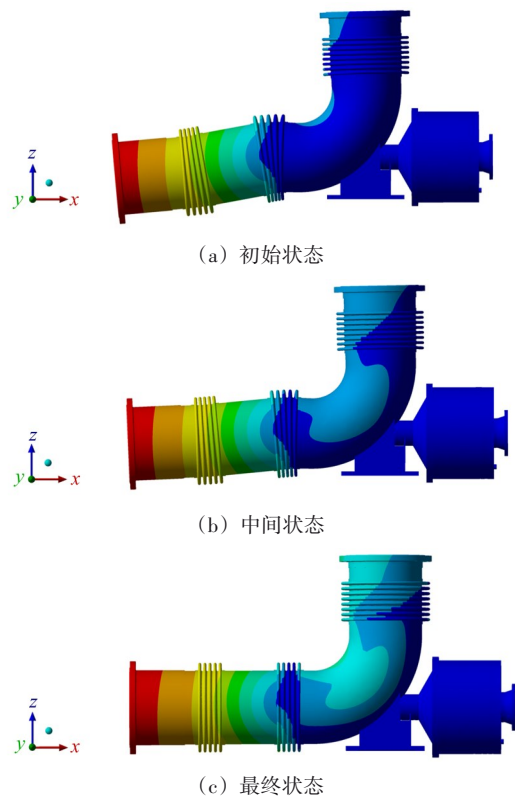


图 10 0.6 MPa 充压下 DN500 补偿器整体变形云图

Fig. 10 Overall deformation contour plots of the DN500 compensator under 0.6 MPa pressure

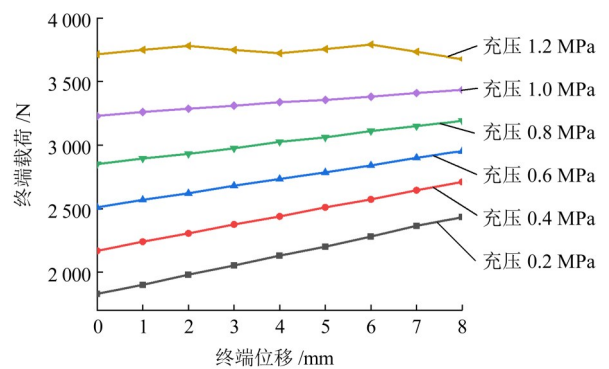


图 11 不同充压下 DN500 补偿器刚度变化曲线

Fig. 11 Stiffness variation curves of the DN500 compensator under different filling pressures

当终端位移为 0 mm 时,随内压增大,终端载荷持续上升。未充压时,补偿器因重力下沉,波纹管处于放松状态;充压后,波纹管紧绷,下沉量增大,导致终端下沉增量最大,需增大终端载荷才能恢复平衡。

当内部充压为 1.2 MPa 时,终端载荷微小增量即可引起较大位移,即刚度很小。这是因为波纹管通过波峰/波谷角度变化产生弹性力,抵消内压影响,维持稳定。随着内压升高,终端载荷增量逐渐减小,刚度下降,发挥补偿作用。

4 试验

4.1 试验原理及装置

试验装置如图 12 所示。充压装置采用液氮增压/泄压方式,模拟补偿器在 0~1.2 MPa 内压工况;载荷加载系统包含传感器和液压缸,对终端加载并测量力值;终端径向位移测量装置采用激光位移传感器,获

取加载过程中的位移;整体变形测量装置通过位移传感器扫描上、下表面轮廓,获得变形数据;前端位移监测装置以激光打点测量终端法兰外表面,并通过四角拉杆调节波纹段长度,保证变量一致性;游标卡尺测量波纹段轴向变形;气压测量系统含压力变送器,监控内部压强。

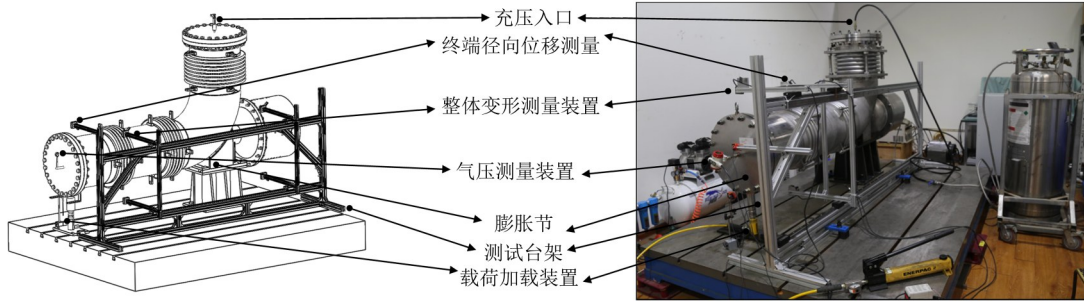


图 12 补偿器力学特性试验原理与装置

Fig. 12 Test principle and device for compensator mechanical properties

4.2 试验方法

在使用氮气进行增压(0~1.2 MPa)的工况下,采用手动或自动的加载方式,对补偿器出口施加位移(0~8 mm),测量反馈的力的大小,并对区域的应力值进行测量,从而获取补偿器的力学特性。图 13 为试验流程图。

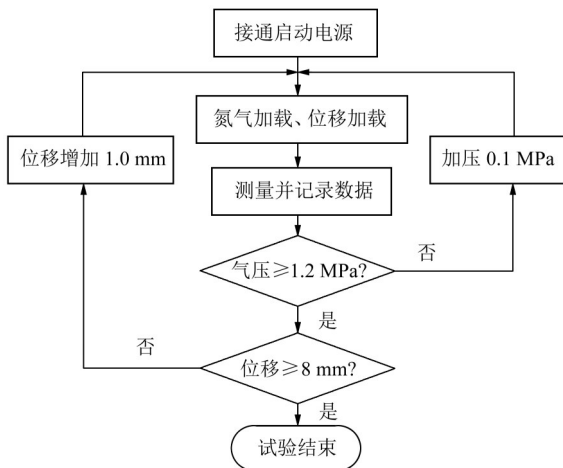


图 13 补偿器力学特性试验流程

Fig. 13 Test flow for compensator mechanical properties

4.3 试验结果

图 14 所示为试验终端刚度的结果。通过对补偿器的终端刚度测量数据进行计算可知,当补偿器内部充压达到 0.2 MPa 时,其试验刚度为 63.49 N/mm;当补偿器内部充压达到 0.4 MPa 时,其试验刚度为 56.44 N/mm;当补偿器内部充压达到 0.6 MPa 时,其试验刚度为 47.09 N/mm;当补偿器内部充压达到 0.8 MPa 时,其试验刚度为 33.52 N/mm;当补偿器内部充压达到 1.0 MPa 时,其试验刚度为 20.17 N/mm。当补偿器

内部的充压从 0 增至 1.0 MPa 时,其终端刚度线性降低。

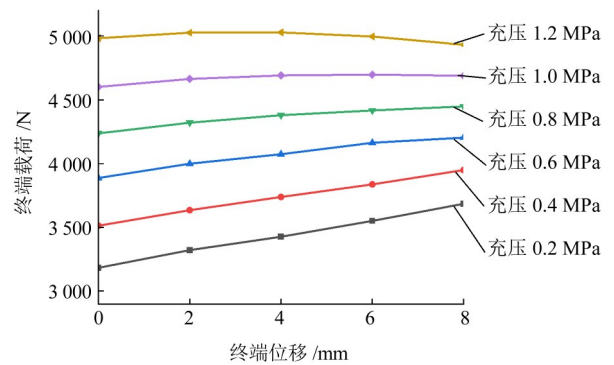


图 14 不同充压下补偿器终端刚度测试曲线

Fig. 14 Test curves of compensator terminal stiffness under different filling pressures

波纹管的径向刚度 K 可根据式(1)确定,其中, K 由 K_1 、 K_2 两部分构成, $K = \lambda_1 K_1 + \lambda_2 K_2$, 式中, λ_1 为 K_1 的修正系数; λ_2 为 K_2 的修正系数。由第 1.2 节中的式(15)可计算出 K_1 , 由第 1.3 节中的式(17)、式(18)及式(19)可计算出 K_2 。初步定义 λ_1 、 λ_2 均为 1, 然后对 λ_1 、 λ_2 进行修正。当对补偿器充压 0.2 MPa 时, λ_1 为 1, λ_2 为 4; 当对补偿器充压 0.4 MPa 时, λ_1 为 1, λ_2 为 8; 当对补偿器充压 0.6 MPa 时, λ_1 为 1, λ_2 为 16; 当对补偿器充压 0.8 MPa 时, λ_1 为 1, λ_2 为 32; 当对补偿器充压 1.0 MPa 时, λ_1 为 1, λ_2 为 64。综上所述, 当对补偿器充压分别为 0.2、0.4、0.6、0.8、1.0 MPa 时, λ_1 的值均为 1, λ_2 的值为 2^m , 其中, 当对补偿器充压 0.2 MPa 时, m 为 2; 当对补偿器充压 0.4 MPa 时, m 为 3; 当对补偿器充压 0.6 MPa 时, m 为 4; 当对补偿器充压 0.8 MPa 时, m 为 5; 当对补偿器充压 1.0 MPa 时, m 为 6。补偿

器径向刚度的理论值如表 2 所示。

表 2 不同充压下补偿器径向刚度理论值

Tab. 2 Theoretical radial stiffness of the compensator under different filling pressures

充压/MPa	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
刚度 $K/(N/mm)$	58.4	56	46.4	25.6	16

图 15 为刚度的有限元分析结果、试验结果及理论值的对比图。刚度的有限元分析结果、试验结果、理论值这 3 者的变化趋势相似,但试验结果比有限元分析结果在整体上稍大。经初步分析可知,在试验过程中,无法保证补偿器试件只在高度方向上发生位移,即补偿器不可避免地会在宽度方向上发生偏移,导致当终端具有一定位移时,施加的载荷应更大,从而使试验刚度稍大。理论值介于有限元分析结果和试验结果之间,即刚度模型的计算结果与有限元分析结果和试验结果的符合度较高,刚度模型能够较好地反映补偿器的径向刚度。

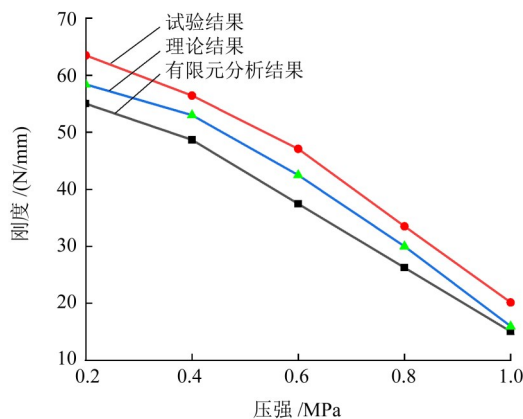


图 15 补偿器径向刚度理论、仿真与试验值对比

Fig. 15 Comparison of theoretical, simulation and test values of compensator radial stiffness

5 结论

以 DN500 力平衡补偿器为对象,开展 U 形波纹管径向刚度的机制模型构建、有限元分析、测试装置设计、试验测试等工作,具体工作和主要结论如下:

1) 针对单层单波、单层多波波管进行了机制模型构建、刚度分析及变形分析等工作。

2) 开展了对补偿器的有限元分析,分析结果表明,在充压区间内,补偿器终端载荷与径向位移的关系始终保持线性,且随着充压的增大,终端的径向刚度减小。在初始阶段,因受重力,补偿器在整体上呈现下沉的趋势,其中,终端的下沉量最大,从终端至前端,下沉量逐渐减小。

3) 设计了补偿器力学特性测试装置,该装置可以测量补偿器在不同充压状态下的终端刚度及整体变

形。试验结果表明,各测试设备满足设计需求,且试验结果与有限元分析结果一致。

4) 在初始阶段,因受重力,补偿器机构的前、后两段波纹管均向下弯曲,机构在整体上呈下沉趋势。随着终端的加载,补偿器逐渐上移,并最终恢复至平衡状态。当补偿器内部的充压为 0~1.0 MPa 时,随充压的增大,补偿器的终端刚度线性减小。

5) 刚度的有限元分析结果、试验结果及理论值的变化趋势相似,且刚度模型的计算结果与有限元分析结果和试验结果的符合度较高,验证了所构建的刚度模型的正确性。

参考文献 (References)

- [1] 赵正大,寸文渊,赵旭升,等. 考虑初始装配应力的管路疲劳寿命分析[J]. 机械强度,2023,45(4):977-984.
ZHAO Zhengda, CUN Wenyuan, ZHAO Xusheng, et al. Fatigue life analysis of pipeline considering initial assembly stress [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45 (4) : 977-984. (In Chinese)
- [2] 赵旭升,陈果,张旭,等. 装配应力对飞机管道随机疲劳寿命的影响分析与试验验证[J]. 机械强度,2024,46(1):208-215.
ZHAO Xusheng, CHEN Guo, ZHANG Xu, et al. Analysis and experimental verification of the effect of assembly stress on the random fatigue life of aircraft pipeline [J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(1) : 208-215. (In Chinese)
- [3] 占丰朝,张小文,闫廷来. 不等壁厚 U 形波纹管的轴向刚度研究 [J]. 化工设备与管道,2020,57(2):59-63.
ZHAN Fengchao, ZHANG Xiaowen, YAN Tinglai. Study of axial stiffness of U shape bellow with unequal thickness [J]. Process Equipment & Piping, 2020, 57(2) : 59-63. (In Chinese)
- [4] 杨燕,贺启林,司会柳,等. 静力-随机振动复合工况下带钢丝网套补偿器的强度分析[J]. 机械强度,2021,43(6):1373-1381.
YANG Yan, HE Qilin, SI Huiliu, et al. Strength analysis of compensator reinforced by wire cloth under static-random vibration combined conditions [J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43 (6) : 1373-1381. (In Chinese)
- [5] 黄瀚林,周仕明,李道奎,等. 多层 U 形波纹管轴向刚度等效厚度模型研究[J]. 机械工程师,2023(11):1-4.
HUANG Hanlin, ZHOU Shiming, LI Daokui, et al. Research on multilayer U-shaped bellows' axial stiffness equivalent thickness model [J]. Mechanical Engineer, 2023(11) : 1-4. (In Chinese)
- [6] 谈卓君,曹丽亚,廖日东,等. 多层 U 形波纹管轴向刚度及临界载荷的有限元分析[J]. 机械强度,2004,26(1):49-53.
TAN Zhuojun, CAO Liya, LIAO Ridong, et al. Finite element analysis to the multilayer U-shaped bellows' axial stiffness and critical load [J]. Journal of Mechanical Strength, 2004, 26 (1) : 49-53. (In Chinese)
- [7] 万宏强,汪亮. 低温环境下波纹管的轴向刚度计算[J]. 机械强度,2009,31(5):787-790.
WAN Hongqiang, WANG Liang. Finite element calculation to bellows' axial stiffness on cryogenic environment [J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(5) : 787-790. (In Chinese)
- [8] 刘达列,胡潇毅. 金属波纹管刚度的简化有限元分析[J]. 润滑

- 与密封, 2022, 47(6): 141-147.
- LIU Dalie, HU Xiaoyi. Simplified finite element analysis of stiffness of metal bellows [J]. *Lubrication Engineering*, 2022, 47(6): 141-147. (In Chinese)
- [9] 李志强, 马咏梅, 朱涛, 等. 单双层焊接金属波纹管刚度与疲劳寿命研究分析[J]. *化工机械*, 2019, 46(6): 636-640.
- LI Zhiqiang, MA Yongmei, ZHU Tao, et al. Study on stiffness of single and double-layer welded metal bellows and its fatigue life [J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2019, 46(6): 636-640. (In Chinese)
- [10] 王亚军, 陈鼎铭, 贺启林, 等. 金属软管轴向静刚度特性试验研究[J]. *压力容器*, 2023, 40(7): 1-10.
- WANG Yajun, CHEN Dingming, HE Qilin, et al. Experimental research on axial static stiffness characteristics of metal hoses [J]. *Pressure Vessel Technology*, 2023, 40(7): 1-10. (In Chinese)
- [11] 魏鲲鹏, 戴兴建, 邵宗义. 碳纤维波纹管弯曲刚度的测量及有限元分析[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2019, 59(7): 587-592.
- WEI Kunpeng, DAI Xingjian, SHAO Zongyi. Measurements and finite element analyses of the bending stiffness of laminated carbon fiber bellows [J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 2019, 59(7): 587-592. (In Chinese)
- [12] 黄黔. 用数值积分的初参数法解波纹管[J]. *应用数学和力学*, 1982, 3(1): 101-112.
- HWANG Chien. Calculation of stresses and deformations of bellows by initial parameter method of numerical integration [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 1982, 3(1): 101-112. (In Chinese)
- [13] 徐志翘, 刘燕, 杨嘉实, 等. 变厚度U型波纹壳大挠度问题的摄动解[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 1985, 25(1): 39-51.
- XU Zhiqiao, LIU Yan, YANG Jiashi, et al. Large deflection of a U-shaped bellows with varying thickness [J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 1985, 25(1): 39-51. (In Chinese)
- [14] Expansion Joint Manufacturers Association, INC. Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, INC. [S]. Tarrytown: Expansion Joint Manufacturers Association, INC., 2011.
- [15] XUE J Y, LIU Y, ZHAO H T, et al. Experimental study on seismic behavior of steel reinforced concrete special-shaped column-beam joints [J]. *Journal of Building Structures*, 2009, 30(4): 69-77.
- [16] ZHU W P, HUANG Q. Finite element displacement perturbation method for geometric nonlinear behaviors of shells of revolution overall bedding in a meridional plane and application to bellow (II) [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2002, 23(12): 1390-1406.
- [17] HUO S H, YAN W Z, XU X J, et al. Bending characteristics of the reinforced S-shaped bellows under internal pressure [J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2021, 192(1): 104412.

Modeling and test study of the radial stiffness of the force-balanced compensators

GAO Xianming¹ LU Shaohui¹ XU Hongpeng² LI Yuhan¹ ZHANG Yanlong¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

(2. Xi'an Institute of Aerospace Dynamic Test Technology, Xi'an 710100, China)

Abstract: [Objective] To address the challenge of accurately identifying the mechanical properties of force-balanced compensators in high-thrust liquid rocket engine tests, this study investigates the radial stiffness characteristics of a DN500 force-balanced compensator under various operating conditions. [Methods] Firstly, a mechanical model for the radial stiffness of a single-layer U-shaped bellow was established based on the curved beam model and energy method, and its deformation behavior under load was analyzed. Secondly, a finite element model of the entire compensator was developed using Ansys software to simulate its mechanical response under internal pressurization (0-1.2 MPa) and end-loading conditions. Then, a dedicated experimental setup for mechanical property testing was designed and built, where real working conditions were simulated by pressurizing with liquid nitrogen to conduct loading tests on the compensator. Finally, by combining finite element analysis with experimental results, the correction coefficients in the stiffness model were calibrated. [Results] The results indicate that the compensator initially sinks due to gravity. As the end load increases, it gradually moves upward, and the internal deformation decreases. When the internal pressure ranges from 0 to 1.0 MPa, the terminal radial stiffness of the compensator decreases linearly from 55.03 N/mm to 15.07 N/mm according to finite element analysis, and from 63.49 N/mm to 20.17 N/mm according to experimental measurements, showing a highly consistent trend. The established stiffness model and correction coefficients can effectively predict the radial stiffness of the compensator, providing a reference for the structural optimization design and thrust correction of similar compensators.

Key words: Force balance compensator; U-shaped bellow; Radial stiffness; Mechanical property test; Finite element analysis

Corresponding author: GAO Xianming, E-mail: gaoxianming@sust.edu.cn

Fund: Key Laboratory Open Project of Ministry of Education (KFKT202307)

Received: 2024-08-01 Revised: 2024-09-19

(编辑:刘星泽)