doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2025.11.005

设计计算

三层U形GH3625波纹管动态特性及隔振研究

岳　琳[1],王　旭[1],孙　丹[2],裘　文[3],于昊仟[4]
(1.辽宁石油化工大学 机械工程学院,辽宁抚顺 113001;2.沈阳仪表科学研究院有限公司,沈阳 110043;
3.中国石油抚顺石油化工有限公司,辽宁抚顺 113001;4.沈阳晨光弗泰波纹管有限公司,沈阳 110027)

摘　要:针对波纹管常因侧重静态设计而发生的共振损坏问题,提出了一种基于Ansys软件的三层U形GH3625波纹管有限元分析与试验验证相结合的研究方法。分析了壁厚、波数、波高、层数及波距等关键结构参数对波纹管固有频率的影响规律,并进一步探讨了热力耦合激励对模态特性的影响。结果表明,有限元模型与理论公式计算的轴向固有频率平均误差约为6.3%;固有频率随壁厚与层数的增加而提升,随波高与波数的增大而降低,而波距的变化对频率影响较弱;热力耦合激励会显著改变波纹管的固有频率。结合谐响应、瞬态分析及隔振试验,验证了该波纹管具备优异的隔振性能。研究可为波纹管的动态优化设计及共振防护提供重要参考。

关键词:波纹管;模态分析;耦合激励;隔振
中图分类号:TH134;TQ055.8;TB53　　**文献标志码:**A

Study on dynamic characteristics and vibration isolation of three-layer U-shaped GH3625 bellows

YUE Lin[1], WANG Xu[1], SUN Dan[2], XI Wen[3], YU Haoqian[4]
(1.School of Mechanical Engineering, Liaoning Petrochemical University, Fushun 113001, China;
2.Shenyang Academy of Instrumentation Science Co., Ltd., Shenyang 110043, China;
3.PetroChina Fushun Petrochemical Co., Ltd., Fushun 113001, China;
4.Shenyang Aerosun-futai Expansion Joint Co., Ltd., Shenyang 110027, China)

Abstract: To address the issue of resonance damage in bellows often caused by an overemphasis on static design, a research method combining finite element analysis and experimental verification for three-layer U-shaped GH3625 bellows based on Ansys software was proposed. The influence laws of key structural parameters such as wall thickness, number of convolutions, convolution height, number of layers, and convolution pitch on the natural frequency of the bellows were analyzed, and the effect of thermo-mechanical coupling excitation on modal characteristics was further explored. The results show that the average error between the axial natural frequency calculated by the finite element model and theoretical formulas is approximately 6.3%; the natural frequency increases with the increase of wall thickness and number of layers, decreases with the increase of convolution height and number of convolutions, while the variation of convolution pitch has a weak influence on the frequency; thermo-mechanical coupling excitation significantly alters the natural frequency of the bellows. Combined with harmonic response, transient analysis, and vibration isolation tests, it was verified that the bellows possesses excellent vibration isolation performance. This research provides important references for the dynamic optimization design and resonance protection of bellows.

Key words: bellows; modal analysis; coupling excitation; vibration isolation

收稿日期:2025-06-14　**修回日期:**2025-10-28
基金项目:国家自然科学基金项目(52274062);辽宁省教育厅基础研究项目(LJ242410148029)

0 引言

金属波纹管作为一种柔性连接元件，凭借其优异的变形补偿能力、抗疲劳性能及密封特性，被广泛应用于石化、核电、航空航天等领域管道系统中[1]。然而，随着工业系统向高温、高频工况发展，波纹管在复杂载荷作用下的动态响应问题日益突出，振动引起的结构共振会导致系统失效[2]，准确预测波纹管的振动特性不仅有助于避免损坏的发生，同时也是进行其振动响应分析的基础。

针对波纹管的动力学建模与特性分析方面的研究，GERLACH[3]在1969年采用多自由度弹簧质量系统，在预测高阶模态时考虑了波纹管环壳变形所引起的流体附加质量。关于波纹管振动模态试验，黎廷新等[4]采用敲击法与共振法测得波纹管轴向及横向固有频率，并与弹性杆模型计算值进行对比，说明计算公式满足工程应用。钟玉平等[5]对高阻尼无加强U形波纹管进行了有限元分析及试验，研究指出，阻尼对波纹管固有频率影响较小，但可以抑制共振处的峰值，能够较好地提高波纹管的减振性能。曹培等[6]对S型波纹管进行了模态分析，得出波纹管在模态分析中产生的变形和振动应力，为波纹管的动力学分析提供了数据依据和图样基础。李双印等[7]将多层波纹管等效为刚度及重量相近的单层波纹管，试验与有限元结果对比，其机械阻抗值虽有一定偏差，但趋势变化一致。韩淑洁等[8]分析了波纹管在持续的周期载荷作用下的动态响应，证明了模态分析结果的可靠性。郭勇等[9]分析了流体对波纹管的影响，得到波纹管不同工况下的振型、自振频率和等效应变，为波纹管密封失效机制提供了理论依据。

上述研究中，波纹管的结构参数对其动力学特性的敏感性规律尚未系统揭示，制约了高性能波纹管设计。鉴于此，本文基于有限元仿真与试验相结合的方法，重点探究壁厚、波数、波高、层数等关键结构参数对三层U形GH3625波纹管固有频率的影响规律，并分析热力耦合工况下的模态响应特征。研究为优化波纹管结构设计、规避共振风险，以及提升其在极端环境下的服役可靠性提供工程参考。

1 波纹管的理论分析计算与有限元建模

1.1 基于有限元法的振动模态分析理论基础

根据振动及有限元理论，在有限个自由度的弹性系统中，其多自由度振动系统矩阵形式的运动微分方程如下：

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{X\}=\{S(t)\} \tag{1}$$

式中，$[M]$，$[C]$，$[K]$分别为结构的总质量矩阵、总阻尼矩阵、总刚度矩阵；$\{\ddot{x}\}$，$\{\dot{x}\}$，$\{X\}$分别为结构的加速度向量、速度向量和位移向量；$\{S(t)\}$为结构激励力向量。

将波纹管离散为有限个单元，分别求出每个单元的刚度矩阵、质量矩阵：

$$[K_{ij}]^e=\int_v [B_i]^T[D][B_j]\mathrm{d}v \tag{2}$$

$$[M_{ij}]^e=\rho\int_v [N_i]^T[N_j]\mathrm{d}v \tag{3}$$

式中，$[B_i]$，$[B_j]$分别为应力、应变关系矩阵；$[D]$为弹性矩阵；ρ为单元质量密度；$[N_i]$，$[N_j]$为形函数矩阵。

求出单元的刚度矩阵$[K_{ij}]^e$和质量矩阵$[M_{ij}]^e$后，根据给定边界条件对总体刚度矩阵$[K]$和总质量矩阵$[M]$进行降阶，得到边界条件下的总体刚度矩阵$[K]$和总质量矩阵$[M]$。

在模态分析过程中，没有激励力作用，取$\{S(t)\}=\{0\}$，得到系统的自由振动方程。因波纹管结构阻尼较小，对固有频率和振型影响甚微，可忽略不计，故波纹管的自由振动可采用无阻尼自由振动模型描述，其运动微分方程如下：

$$[M]\{\ddot{x}\}+[K]\{X\}=\{0\} \tag{4}$$

其对应的特征方程：

$$([K]-\omega^2[M])\{M\}=\{0\} \tag{5}$$

式中，ω为固有频率。

式(5)系数矩阵的行列式等于零时有非零解：

$$\left|[K]-\omega^2[M]\right|=0 \tag{6}$$

对波纹管进行模态分析，实际上就是对其振动微分方程式(6)进行求解。求解的特征值ω、特征向量$\{X\}$即为模态分析中的固有频率和模态振型，而对于一个给定的系统而言，振型的形状是一定的，但是振幅却不唯一。

1.2 波纹管结构参数

膨胀节可用于高频低幅振动系统，为避免膨胀节与系统发生共振，其自振频率应低于2/3系统频率或至少大于2倍系统频率，我国相关标准的制定来源于EJMA相关标准，如JB/T 6169—2006《金属波纹管》和GB/T 12777—2019《金属波纹管膨胀节通用技术条件》，都涉及金属波纹管的自振频率的分析计算[10-12]。

以某工业管系中三层U形GH3625波纹管为例，工况条件：两端固定，内压0.2 MPa，管内介质温度为600 ℃，外部工作温度400 ℃，依据GB/T 12777—2019与波纹管工况条件，其结构参数及示意图分别如表1、图1所示。

表1 波纹管材料与结构参数

Tab.1 Bellows material and structural parameters

材料	内径D_b/mm	波高h/mm	波距q/mm	波数N	壁厚δ/mm	层数n	前端直边长L_t/mm	后端直边长L_c/mm
GH3625	325	32	40	5	0.8	3	30	30

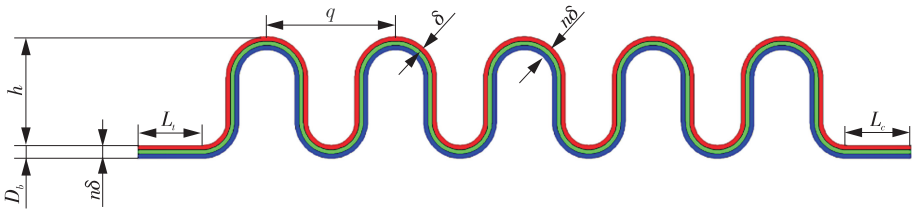


图1 波纹管结构示意

Fig.1 Schematic of bellows structure

1.3 波纹管的理论计算

依据GB/T 12777—2019，波纹管的自振频率相关计算如下。

单波轴向弹性刚度：

$$K_n=\frac{1.7D_mE_b^t\delta_m^3n}{h^3C_f} \tag{7}$$

U形波纹管所有波纹间体积：

$$V=\frac{\pi}{4}\left(D_m^2-D_b^2\right)L_b-\frac{\pi}{2}ND_mA_{cu} \tag{8}$$

波纹管的轴向振动自振频率：

$$f_n=C_i\sqrt{K_x/W_i} \tag{9}$$

式中，C_i为第i阶轴向振动频率系数，前5阶的振型C_i值可查表2得到；K_x为膨胀节整体轴向弹性刚度；W_i为包括加强件的波纹管质量，介质为液体时，W_i还应包括仅波纹间的液体质量。

表2 波纹管第i阶轴向自振频率系数C_i取值

Tab.2 Value of the i-th order axial natural frequency coefficient C_i of the bellows

波数	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
1	14.23				
2	15.41	28.5	37.19		
3	15.63	30.27	42.66	52.32	58.28
4	15.71	30.75	44.76	56.99	66.97
5	15.75	31.07	45.72	59.24	71.16
6	15.78	31.23	46.2	60.37	73.57
7	15.78	31.39	46.53	61.18	75.02
8	15.79	31.39	46.69	61.66	75.99
9	15.79	31.39	46.85	61.98	76.63
10	15.79	31.55	47.01	62.3	77.12
≥11	15.81	31.55	47.01	62.46	77.44

计算得到波纹管前4阶轴向固有频率分别为387.39，764.22，1 124.56，1 457.11 Hz。

1.4 波纹管数值仿真模拟与结果分析

模态分析是研究结构动力特性的基础方法，旨在获取模型的固有频率、振型及阻尼比等固有属性。为了准确预测三层波纹管的动态行为，基于Ansys有限元仿真平台，首先利用SpaceClaim模块建立三维几何模型，随后在Workbench集成环境下调用Modal（模态分析）模块进行数值计算。

（1）有限元模型及其简化。

根据表1的结构参数，利用SpaceClaim进行三维建模，选用镍基高温合金材料GH3625，其性能参数见表3。

在有限元计算过程中，与完整模型计算相比，采用1/2对称模型可减少计算量，但某些局部振动可能因对称约束导致被忽略。而完整模型虽计算量大，却可完整覆盖所有潜在振动频率，故采用完整模型，如图2所示。

（2）网格划分及层间摩擦。

对于波纹管的薄壁结构，在网格无关性验证后，将波纹管的网格尺寸设置为2 mm，采用Solid 186单元，在厚度方向均匀地划分了3层网格，符合波纹管的薄壁特征要求。波纹管网格划分结果如图3所示。共有1 087 881个节点，216 738个单元。波纹管服役过程中受到冲击将产生层间滑移，故层间添加接触关系为摩擦，李亮等[13]在仿真过程中发现，波纹管摩擦系数设置为0.1时更接近真实情况。

表3 材料性能参数

Tab.3 Material property parameters

材料	密度/（kg·m^{-3}）	温度/℃	线弹性系数/（10^{-5} ℃$^{-1}$）	弹性模量/GPa	导热系数/（W·m^{-1}·℃$^{-1}$）	屈服强度/MPa	比热容度/（J·kg^{-1}·℃$^{-1}$）
GH3625	8 440	25	1.30	205	8	394	400
		200	1.30	195	13	356	452
		400	1.42	185	15	325	400
		800	1.62	150	22	288	500

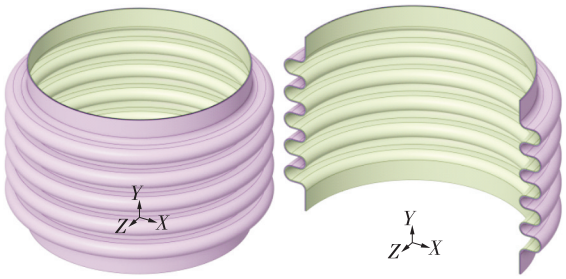


图2 三维模型

Fig.2 3D model

（3）载荷及边界条件。

模态特性是物体本身的固有属性，因而与外界激励无关，无须施加载荷。为保证理论计算工况与载荷及边界条件完全一致，分析波纹管的振动特性时，边界条件采用两端固支。

（4）结果分析。

赋予材料属性并划分网格后，设置固定约束在波纹管两端、最大模态阶数为20，求解可得模型前20阶的固有频率及相应振型。前4阶模态结果见图4。可明显观察到，波纹管失稳振型主要为平面失稳，部分阶次存在频率近似但振型不同现象，属波纹管结构对称性引起的重根特征。

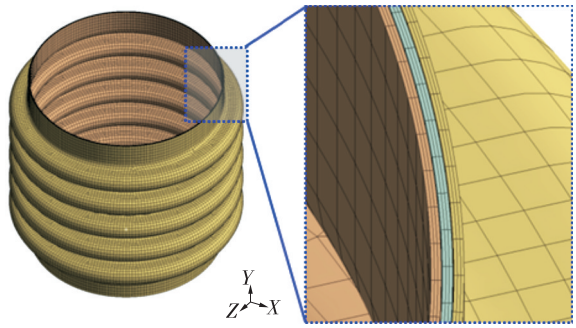
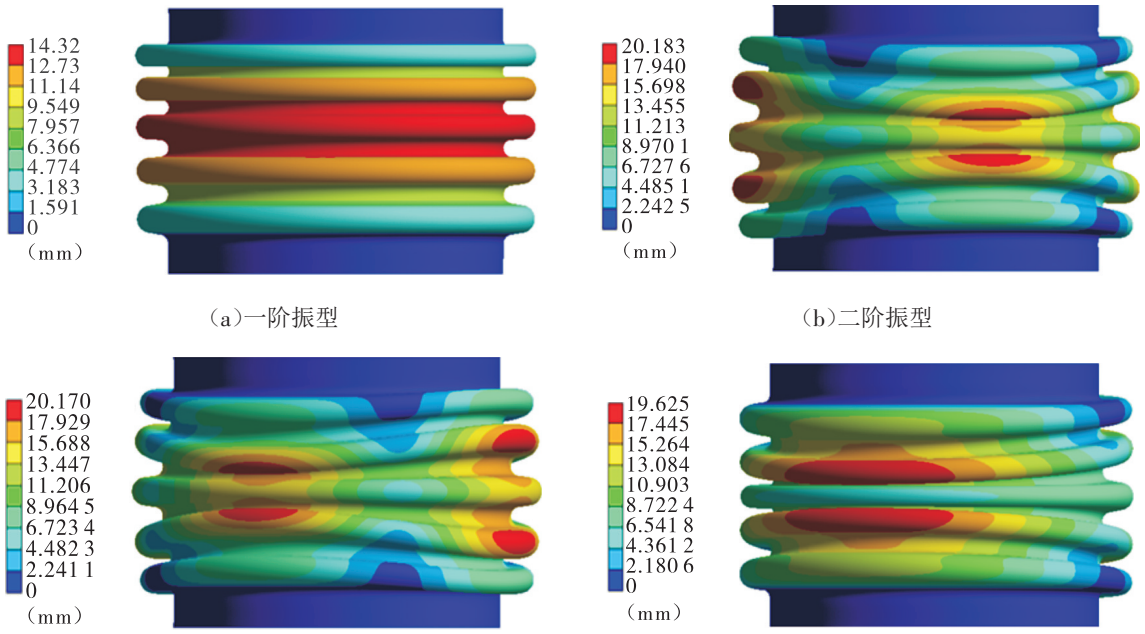


图3 网格划分示意

Fig.3 Schematic of mesh generation



（a）一阶振型 （b）二阶振型

（c）三阶振型 （d）四阶振型

图4 波纹管振型示意

Fig.4 Schematic of bellows mode shape

将波纹管轴向振动频率模拟数值与根据GB/T 12777—2019标准计算结果进行比较，如表4所示。前3阶频率的计算结果比较准确，平均误差约为6.3%，随着阶次的增加，两者误差逐渐增大，但仍在一个数量级内（最大误差为14.2%）。产生误差的原因是基于假设和简化的理论计算忽略了其内部的剪切应力与阻尼，并预设了理想的边界固定条件，而实际应用中存在多重复杂因素：制造公差导致几何缺陷、材料杨氏模量随温度的变化，以及外部工况的动态干扰等，故现有理论模型仅在低阶轴向自振频率预测中具有可接受的误差范围[14]。

表4 计算结果对比

Tab.4 Comparison of calculation results

阶次	Ansys模拟值	理论公式	误差/%
一阶轴向	403.12	387.39	4.0
二阶轴向	810.05	764.22	5.9
三阶轴向	1 227.10	1 124.56	9.1
四阶轴向	1 665.01	1 457.11	14.2

2 结构参数对波纹管动态特性的影响

根据GB/T 12777—2019中理论计算公式，波纹管结构参数、材料、加工成形的过程、工况等系列因素都会影响波纹管性能。故在所建立仿真模型基础上，采用控制变量法分析波高、波距、壁厚、波数及内压对波纹管模态的影响。通过建立不同的仿真模型和载荷情况进行分析计算，揭示结构参数及内压对波纹管动态特性之间的作用规律。

2.1 波纹管结构参数对固有频率的影响

2.1.1 壁厚

壁厚作为直接影响波纹管经济成本的结构参数之一，壁厚若过大，则成本高、生产难度大；壁厚较薄则波纹管易损坏，且寿命低。在保持所研究波纹管其他结构参数不变时，改变壁厚从0.4~1.2 mm，固有频率随壁厚变化关系如图5所示。可以看出，增加壁厚可以提高固有频率，且与高阶固有频率相比，相同的壁厚变化对低阶固有频率影响波动较小。

2.1.2 波数

波数作为波纹管在大位移补偿时的重要参数，其直接影响波纹管的总位移补偿量。同样在保持所研究波纹管其他结构参数不变时，改变波数依次为3~10波，固有频率随之明显降低，如图6所示。可以看出，固有频率变化幅度随波数增长而变小，尤其在10阶之后幅度的非线性规律更明显。这是由于波数越多，刚度越小且质量增加，而固有频率与刚度成正比，与质量成反比，故增加波数将显著抑制固有频率。

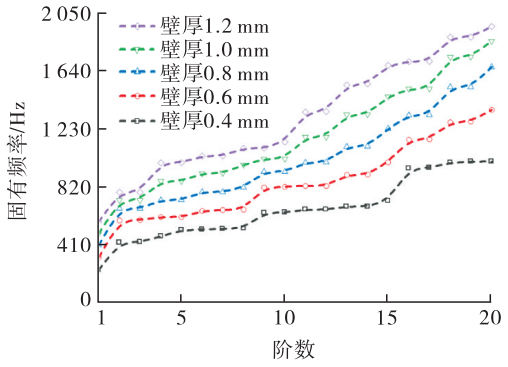


图5 固有频率随壁厚变化关系

Fig.5 Variation of natural frequency with wall thickness

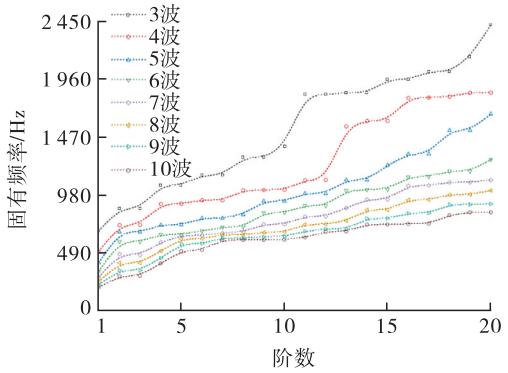


图6 固有频率随波数变化关系

Fig.6 Variation of natural frequency with number of convolutions

特别值得注意的是，波数的增加会诱发失稳模态的转变，并且加剧固有频率的非线性变化。振型复杂化，失稳模态会从平面失稳转向柱面失稳，如图7(a)所示。振型中可能出现多个波节或波腹，甚至出现局部模态〔见图7(b)〕，即振动能量集中在某几个波峰或波谷处，而非整体均匀变形。

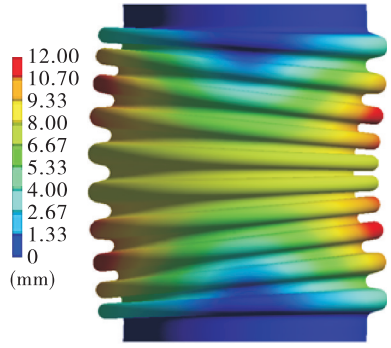
2.1.3 波距

在波纹管实际生产制造中，波距是最难以精确控制的结构参数[15]，由单波轴向弹性刚度公式〔见式(10)〕可知，波距对波纹管刚度无直接影响。

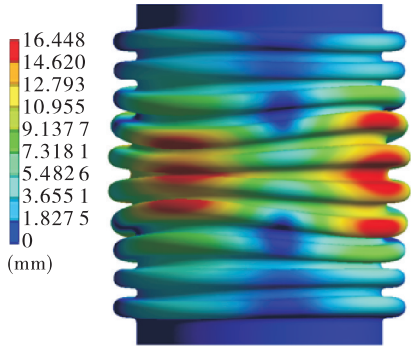
$$f_{iu}=\frac{1.7D_mE_b^t\delta_m^3n}{h^3C_f} \tag{10}$$

图8示出波距对波纹管固有频率影响的变化曲线。可以看出，当波距从36 mm增大至44 mm时，固有频率变化幅度较小，部分阶次的固有频率甚至趋于一致。改变波距不仅会影响成形工艺的

稳定性，而且会增加生产成本，因此，在实际工程中不建议通过改变波距来调控固有频率。



(a)柱失稳



(b)局部模态

图7 失稳模态与局部模态示意

Fig.7 Schematic of buckling mode and local mode

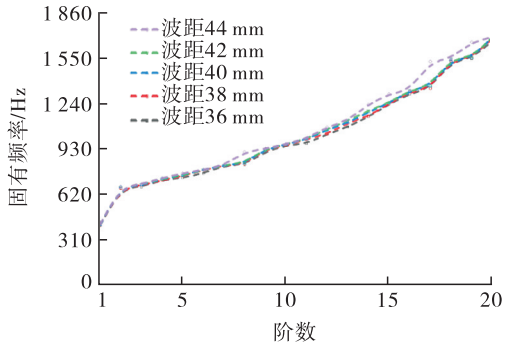


图8 固有频率随波距变化关系

Fig.8 Variation of natural frequency with convolution pitch

2.1.4 波高

波高一般是由波纹管外径决定，由式(10)可知，单波轴向弹性刚度随波高的增加而显著降低。固有频率随波高变化关系如图9所示。可以看出，波高对固有频率的影响与壁厚的影响相反，增大波高致使波纹管固有频率减小，原因在于波高增大会降低波纹管刚度，并增加波纹管有效质量，但波高增大所导致的质量增长对固有频率的抑制作用微乎其微。

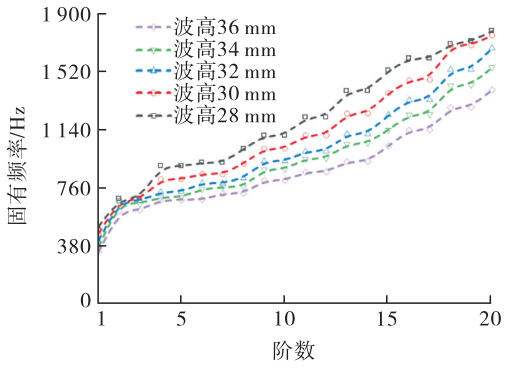


图9 固有频率随波高变化关系

Fig.9 Variation of natural frequency with convolution height

2.1.5 层数

为分析层数对波纹管固有频率的影响，同样在保持所研究波纹管其他结构参数不变时，依次改变层数为1~5层，得到频率变化曲线如图10所示。可以看出，层数对频率的影响曲线与壁厚相似，但是在对频率的影响上却远不及壁厚，故在使用壁厚与层数控制频率的变化时，应首要考虑改变壁厚。但增加单层厚度将导致刚度增大，疲劳寿命减小，因此对不同用途的波纹管，需综合考量。

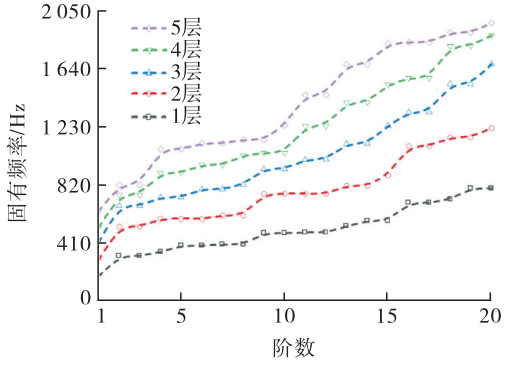


图10 固有频率随层数变化关系

Fig.10 Variation of natural frequency with number of layers

2.2 不同工况对波纹管固有频率的影响

实际工作状态中，除了波纹管结构参数的影响外，对波纹管固有频率影响较大的还有温度场、预应力与工作内压。因此，研究两者对模态产生的影响十分重要。分别计算有预应力和有温度场的波纹管模态，其中，预应力常常源于安装时的预位移，故在静力分析步施加30 mm拉伸位移，在此基础上进行模态分析；并分别进行0.2 MPa恒定内压与复合工况(内压和预应力)，温度场下的模态采用顺序热力耦合法，依据工况，波纹管内部设置为600 ℃的工作温度，外部设置为25~400 ℃的对流温度。波纹管层之间存在热传导接触，传热

系数的设为10 kW/(m²·℃)，摩擦系数设为0.1。波纹管温度分布见图11。波纹管壳体内温度分布较为均匀，变化基本集中在壳体内外壁面处。

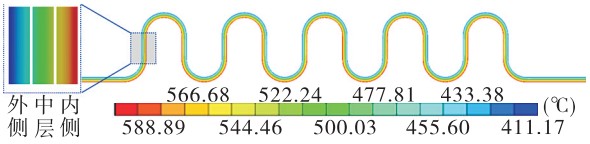


图11 波纹管温度分布示意

Fig.11 Schematic of bellows temperature distribution

不同工况对固有频率的影响如图12所示。不同工况下的固有频率如表5所示。可以看出，预应力单独或组合作用下，频率变化幅度不大，可忽略；当前预应力影响微弱，在此载荷下，材料处于弹性变形阶段，刚度变化有限，且预应力引起的几何非线性效应可忽略，导致整体刚度矩阵基本维持不变，故频率变化较小。故针对更大预应力下显著的几何非线性行为，建立精细化的非线性模态模型，将是后续研究的重点攻关方向。

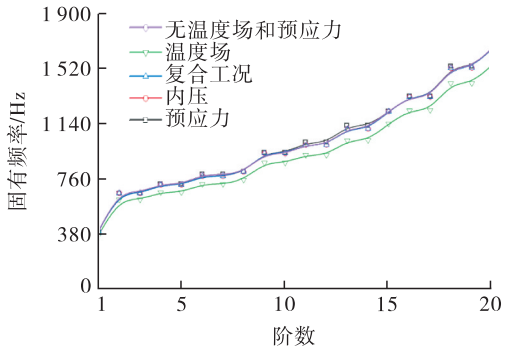


图12 不同工况对固有频率的影响曲线

Fig.12 Effect curves of different working conditions on natural frequency

表5 不同工况下的固有频率

Tab.5 Natural frequency under different working conditions

模态阶数	频率/Hz					振型描述
	无温度场和预应力	预应力	内压	复合工况	温度场	
1	403.12	401.36	402.10	402.12	438.62	轴向一阶
2	668.19	659.04	659.76	659.77	685.89	横向一阶
3	668.48	659.14	659.87	659.88	685.90	横向一阶
4	723.31	723.19	716.83	716.86	780.59	横向二阶
5	723.63	723.32	716.96	716.99	780.59	横向二阶
6	786.54	788.37	776.76	776.77	835.34	横向三阶
7	787.13	788.56	776.95	776.96	835.35	横向三阶
8	810.05	806.46	808.01	808.04	879.56	轴向二阶

相比之下，温度场对波纹管固有频率的影响更为显著，热力耦合分析表明，与无温度场工况相比，考虑温度场后波纹管的固有频率显著下降，且降幅在横向四阶达到最大偏差为8.06%，呈现显著降频效应，而只有预应力或工作内压时仅下降1.2%。这主要源于高温导致波纹管材料弹性模量显著降低，同时波纹管壳体内外温度梯度引发了微小的热变形，这种变形会略微扰动几何刚度矩阵，二者协同作用产生复杂热应力分布，共同削弱了结构的整体等效刚度，从而导致固有频率下降。因此在高温工况下，波纹管设计时需重点考虑温度场影响，以预留频率裕度。

3 波纹管隔振性能分析

3.1 谐响应分析

采用模态叠加法对波纹管进行谐响应分析，在其一端施加轴向简谐激振力1 000 N作为激励（激励力的幅值影响响应幅度，但不改变趋势与隔振特性）。谐响应扫频范围为350~700 Hz，为保证计算精度，每1 Hz计算一次谐响应，故计算点数设为350个。通过分析得到加速度频响曲线见图13。加速度响应峰值为1 278.4 mm/s²，对应频率为403.01 Hz，与波纹管固有频率误差为1.2%。

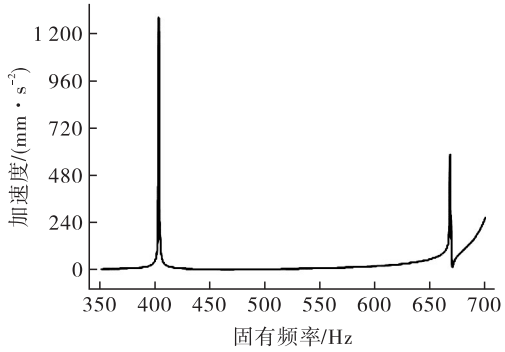


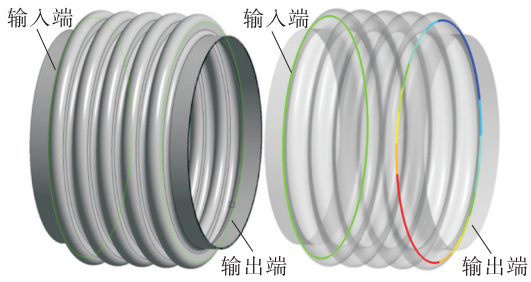
图13 加速度频响曲线

Fig.13 Acceleration frequency response curve

3.2 瞬态分析

对波纹管进行瞬态分析以验证波纹管隔振效果。在波纹管一边直边平面段施加固定约束，并在另一边的直边段平面轴向方向施加1 000 N的瞬态激励，作用时间0.01 s；选取激励力所在一侧的波峰–波壁交界处为输入点，选取约束端波峰–波壁交界处为输出点，两点位置对称，如图14所示。

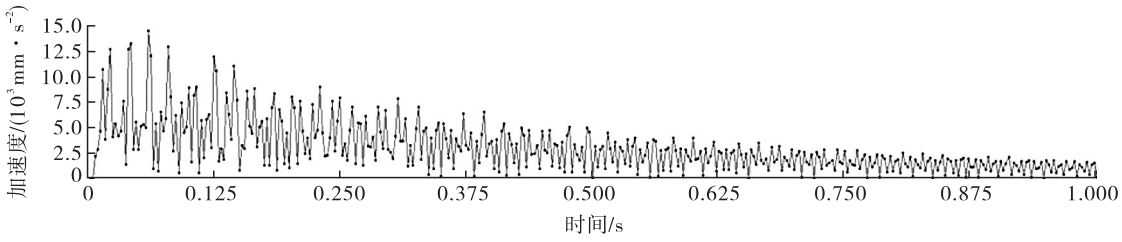
图15示出金属波纹管输入、输出端加速度响应曲线。可以看出，在瞬态激励作用下，金属波纹管输出点的位移响应与输入点相比存在明显衰减，这表明金属波纹管自身具备良好的隔振性能。



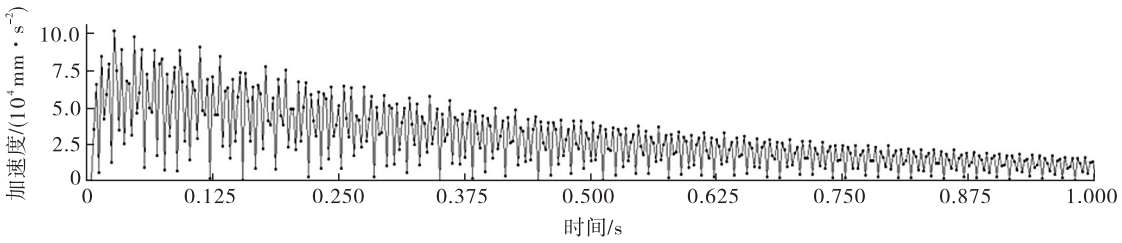
（a）输入端与输出端位置 （b）波峰–波壁交界处

图14 输入位置和输出位置

Fig.14 Input position and output position



（a）输入端加速度



（b）输出端加速度

图15 金属波纹管输入输出端加速度响应曲线

Fig.15 Metal bellows input and output points acceleration response curve

3.3 波纹管隔振试验

隔振试验方案如图16所示。将三层U形波纹管安装于试验台架上，通过变换端部夹具，分别模拟固定–自由、固定–导向支撑，以及两端固定共3种典型边界条件。在波纹管的输入端（靠近激励点侧）和输出端（远离激励点侧）对称布置加速度传感器，用于监测输入信号a_1与响应信号a_2，采用力锤法在输入端施加激励。为确保试验数据的可靠性，每种工况重复锤击5次，取其平均值作为最终试验数据。通过加速度传感器和数据采集系统实时记录振动响应。对采集到的时间序列信号进行傅里叶变换及统计处理，计算得到加速度有效值（对数形式），将采集到的数据代入式（11），计算得到不同工况下的振级落差L_p，所得振级落差即为隔振性能评价指标。

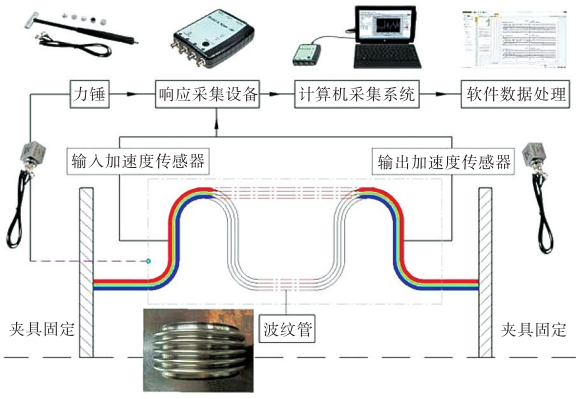


图16 隔振试验方案示意

Fig.16 Schematic of vibration isolation test scheme

根据隔振理论，波纹管振级落差L_p与传递率T_F满足：

$$L_p=20\lg\frac{a_1}{a_2} \tag{11}$$

$$T_F=\frac{F_t}{F_0}=\sqrt{1+(2\zeta\frac{\omega}{\omega_1})^2}\Big/\sqrt{[1-(\frac{\omega}{\omega_1})^2]^2+(2\zeta\frac{\omega}{\omega_1})^2} \tag{12}$$

式中，a_1为输入端加速度响应有效值；a_2为输出端加速度响应有效值；F_t为激振力的幅值；F_0为传递到结构上合力的幅值；ζ为阻尼比；$\omega=\sqrt{K/M_{eff}}$；M_{eff}为系统的等效质量；ω_1为激振频率。

减振分析计算数据见表6。分析图15、表6可明显看出，在力锤激励的作用下的波纹管输入、输出点的位移响应有较大的衰减，且不同约束方式下隔振效果差异显著。根据式(11)，得到两端固定时振级落差L_p约为5.92 dB，固定-导向支撑时L_p约为18.69 dB，固定-自由时L_p约为21.42 dB，表明该波纹管具有良好的减振性能。

表6 减振分析计算数据

Tab.6 Vibration reduction analysis calculation data

试验编号	固定-自由			固定-导向支撑			两端固定		
	a_1有效值（对数形式）	a_2有效值（对数形式）	L_p/dB	a_1有效值（对数形式）	a_2有效值（对数形式）	L_p/dB	a_1有效值（对数形式）	a_2有效值（对数形式）	L_p/dB
1	62.17	41.03	21.14	57.14	37.83	19.30	16.13	10.62	5.51
2	64.81	40.57	24.24	56.69	38.59	18.29	16.75	10.70	6.05
3	59.11	39.93	19.18	57.15	39.56	17.60	17.26	10.59	6.67
4	60.82	39.67	21.15	55.98	36.40	19.58	16.20	10.74	5.46

不同约束方式下振级落差的显著差异，源于边界条件对波纹管动力学行为的根本性影响，两端固定时波纹管端部形成高刚度边界，输入激励通过波纹管传递时，需克服结构自身的弹性变形阻力(刚度主导)，且无附加质量参与，系统等效质量较小；一端固定一端导向支撑(固定-导向支撑)在“固定-自由”的基础上限制了其轴向之外方向的位移，其性能接近于“一端自由”的方式；一端固定一端自由(固定-自由)时形成低刚度边界，固定端提供支撑，自由端允许波纹管通过轴向伸缩变形吸收振动能量，并通过波纹管的褶皱变形使其在外力作用下产生一定的位移，从而起到隔振效果，故在振动敏感系统中，应优先采用一端自由的安装方式。

4 结论

(1)通过Ansys模态分析求出多层波纹管的固有频率与振型，对比理论公式平均误差约为6.3%，揭示了关键结构参数对其固有频率的作用机制，为优化波纹管动态设计、规避共振风险提供了一定的依据。

(2)考虑顺序热力耦合发现，温度场(600 ℃)对波纹管的固有频率具有显著影响，最大偏差可达8.06%，相比之下预应力在线弹性阶段的影响可忽略不计，凸显了高温工况下进行波纹管动态设计时考虑温度效应的重要性。

(3)隔振试验测得波纹管一端自由时输入与输出端振级落差均达17 dB以上，证实了波纹管优异的隔振性能及其作为有效隔振元件的潜力。

参考文献：

[1] 李永生.波形膨胀节实用技术[M].北京：化学工业出版社，2000.
LI Y S. Practical technology of corrugated expansion joint[M].Beijing：Chemical Industry Press，2000.

[2] 王斌斌.多层波纹管性能的数值分析[C]//中国压力容器学会膨胀节委员会.膨胀节技术进展——第十五届全国膨胀节学术会议论文集，2018：114-124.
WANG B B.The numerical analysis of characteristics of multi-ply bellows [C]//The Expansion Joint Committee of the Chinese Society for Pressure Vessels. Advances in Expansion Joint Technology—Proceedings of the 15th National Conference on Expansion Joints，2018：114-124.

[3] GERLACH C R. Flow-induced vibrations of metal bellows [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering，1969，91(4)：1196-1202.

[4] 黎廷新，胡坚，岑汉钊，等.波纹管的轴向自振频率与刚度性能的研究[J].华南工学院学报(自然科学版)，1985，13(2)：34-41.
LI T X，HU J，CEN H Z，et al.Research in the field of axial natural frequency and spring rate behavior of bellows [J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition)，1985，13(2)：34-41.

[5] 钟玉平，陈同彪.高阻尼无加强U形减振波纹管研究[J].压力容器，2005，22(7)：21-24.

ZHONG Y P，CHEN T B. Research for high damping unreinforced U-shaped vibration reducing bellows[J]. Pressure Vessel Technology，2005，22(7)：21-24.

[6] 曹培，哈丽毕努·艾合买提，哈力旦·木沙，等.S型焊接金属波纹管振动特性的分析[J].压力容器，2008，25(10)：22-26.
CAO P，KLBINUR A，HALIDE M，et al. Finite element analysis to dynamic characteristics of the S-shape bellow[J].Pressure Vessel Technology，2008，25(10)：22-26.

[7] 李双印，王斌斌，张小文，等.金属挠性接管机械阻抗特性有限元分析[C]//中国压力容器学会膨胀节委员会.膨胀节技术进展——第十五届全国膨胀节学术会议论文集，2018：125-131.
LI S Y，WANG B B，ZHANG X W，et al. Analysis of mechanical impedance performanceof metal expansion joint by FEM [C]//The Expansion Joint Committee of the Chinese Society for Pressure Vessels. Advances in Expansion Joint Technology—Proceedings of the 15th National Conference on Expansion Joints，2018：125-131.

[8] 韩淑洁，王心丰.U型波纹管振动特性的有限元分析[J].压力容器，2004，21(11)：23-26.
HAN S J，WANG X F. Finite element analysis to dynamic characteristics of the U-shape bellow [J]. Pressure Vessel Technology，2004，21(11)：23-26.

[9] 郭勇，穆塔里夫·阿赫迈德.流固耦合下金属波纹管应变及模态分析[J].机床与液压，2020，48(13)：142-146.
GUO Y，MUTELLIP A. Strain and modal analysis of metal bellows considering fluid-solid interaction[J]. Machine Tool & Hydraulics，2020，48(13)：142-146.

[10] 马园园，张建明，苏天一，等.内压轴向位移载荷作用下波纹管多轴疲劳寿命预测[J].压力容器，2024，41(4)：53-59.
MA Y Y，ZHANG J M，SU T Y，et al. Prediction of multiaxial fatigue life of bellows under internal pressure and axial displacement load [J]. Pressure Vessel Technology，2024，41(4)：53-59.

[11] 张全厚，钱江，宋林红，等.煤化工反吹阀用波纹管国产化设计研究[J].流体机械，2023，51(1)：44-50.
ZHANG Q H，QIAN J，SONG L H，et al. Research on localization design of bellows for backflush valve in coal chemical industry [J]. Fluid Machinery，2023，51(1)：44-50.

[12] 宓乐峰，孙丹，王旭，等.基于正交试验的波纹管结构参数优化及疲劳寿命分析[J].压力容器，2023，40(3)：38-46.
MI L F，SUN D，WANG X，et al. Structural parameter optimization and fatigue life analysis of bellows based on orthogonal test [J]. Pressure Vessel Technology，2023，40(3)：38-46.

[13] 李亮，牛玉华.大口径多层加强U形波纹管应力强度有限元数值分析[C]//中国机械工程学会压力容器分会.膨胀节技术进展——第十三届全国膨胀节学术会议论文集，2014：94-100.
LI L，NIU Y H. Finite element numerical analysis of stress intensity of large-diameter multiply large-diameter reinforced U-shaped bellows [C]//The Expansion Joint Committee of the Chinese Society for Pressure Vessels. Advances in Expansion Joint Technology—Proceedings of the 13th National Conference on Expansion Joints，2014：94-100.

[14] 盛亮，刘永，张娟.EJMA在波纹管轴向自振频率的应用探讨[C]//中国压力容器学会膨胀节委员会.膨胀节技术进展——第十四届全国膨胀节学术会议论文集，2016：276-281.
SHENG L，LIU Y，ZHANG J. The application research of EJMA in the bellows axial natural frequency[C]//The Expansion Joint Committee of the Chinese Society for Pressure Vessels. Advances in Expansion Joint Technology—Proceedings of the 14th National Conference on Expansion Joints，2016：276-281.

[15] 刘春生.波形参数对波纹管性能的影响[J].炼油技术与工程，1996，26(1)：53-56.
LIU C S. Influences of shaping parameters on bellow behavior [J]. Petroleum Refinery Engineering，1996，26(1)：53-56.

作者简介：岳琳(2001)，男，主要从事金属波纹管设计与应用研究工作，通信地址：113001辽宁省抚顺市望花区丹东路西段1号辽宁石油化工大学机械工程学院，E-mail：1670325906@qq.com。

通信作者：王旭(1979)，男，教授，硕士生导师，主要从事金属材料研究工作，通信地址：113001辽宁省抚顺市望花区丹东路西段1号辽宁石油化工大学机械工程学院，E-mail：wangxu@lnpu.edu.cn。

本文引用格式：
岳琳，王旭，孙丹，等.三层U形GH3625波纹管动态特性及隔振研究[J].压力容器，2025，42(11)：40-49.
YUE Lin，WANG Xu，SUN Dan，et al. Study on dynamic characteristics and vibration isolation of three-layer U-shaped GH3625 bellows[J]. Pressure Vessel Technology，2025，42(11)：40-49.