

基于环状螺旋声学黑洞的管道结构振动抑制研究

庄秋阳¹, 季宏丽¹, 邹宇琪¹, 黄薇², 裘进浩¹

(1. 南京航空航天大学航空航天结构力学及控制全国重点实验室, 江苏 南京 210016;

2. 南京理工大学机械工程学院, 江苏 南京 210094)

摘要: 传统的附加式声学黑洞(ABH)结构主要针对板状结构的振动抑制进行设计,对于工程中广泛存在的管道结构难以适用。为解决管道结构的振动抑制问题,提出了一种能够应用在管道结构上的附加式 ABH 装置“环状螺旋式 ABH 减振器(CSABH)”。通过将 ABH 区域设计成螺旋形式,增加了减振器的模态密度,使其与主结构更好地耦合。以铝管为基准结构,利用有限元方法探究了 CSABH 的动力学特性,进行了时域波聚集分析与频域响应分析。结果表明,CSABH 具有良好的波聚集特性,能实现对管道 20~5000 Hz 的振动抑制,且当管道的约束条件和温度条件发生改变时,相同参数的 CSABH 仍然能够发挥良好的宽频减振效果,展现了减振的鲁棒性。通过实验验证了 CSABH 在管道结构的振动控制中具有宽频、高效和鲁棒性高的特点。

关键词: 振动抑制; 声学黑洞; 管道结构; 宽频; 鲁棒性

中图分类号: TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)09-1501-12

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.09.007

引言

管道系统是运输材料和能源的重要结构,广泛应用于航空、航海、石油化工等领域^[1]。由于管道系统在流体输送的过程中会产生振动与噪声,振动会导致管道使用寿命减少,甚至会造成管道连接处松动和管体的裂缝,剧烈振动还会导致管道破裂,引起巨大损失^[2]。目前,管道减振的研究主要通过大量铺设阻尼或进行主动控制的方法来达到消振的效果,然而在实际工程中,由于空间环境与安装条件的限制,难以在管道周边实施^[3]。动力吸振器因其所占空间小,质量轻的特点在管道振动领域受到关注,基于此产生了多种形式的减振器,如弹簧片式动力吸振器^[3]、可控环形动力吸振器^[4]。通过对吸振器的参数进行调节,实现了对管道特定频率处振动的有效控制^[1-4]。但是,管道的实际工况非常复杂,很容易受到温度、流体摩擦等因素的影响,从而使结构模态参数发生变化,只对特定频率进行吸振器设计,难以满足复杂的工况条件。因此上述方法仍然存在鲁棒性较低,作用频带较窄和参数调节、吸振器设计较复杂的问题。

声学黑洞(Acoustic Black Hole, ABH)结构作为一种被动控制的阻尼技术,因其轻质、宽频、高效

的特点受到学者们的关注。一维 ABH 结构中黑洞部分的厚度 $h(x)$ 需满足 $h(x) = \epsilon x^m$ ($m \geq 2$),使得弯曲波的相速度随着厚度的减小而减小,当厚度减小到零时,理论上波速也会减小为零,实现波的零反射^[5]。二维 ABH 因径向厚度的变化也会产生类似的现象,将弯曲波聚集到特定区域实现捕获,形成一种类似于透镜的陷波器^[6]。现有的 ABH 研究主要集中在模型建立、减振降噪等作用机理分析、黑洞结构设计及优化,以及黑洞的工程应用等几个方面^[7-16]。在工程应用中,ABH 在减振降噪、波操控和能量回收方面展现了巨大前景。传统的 ABH 以压痕的形式嵌入主结构中,尽管获得了良好的收益,但却在一定程度上降低了结构的整体刚度。为了使结构的整体刚度和强度保持不变,结合动力吸振器原理和 ABH 效应设计出了一系列附加式 ABH 结构,例如一维的 ABH-RBD 结构^[17]、ABHD 振子结构^[18],二维的圆盘形 ABH 动力吸振器^[19-20]、螺旋 ABH 结构^[21]、平面旋涡状 ABH 结构^[22]和偏心的 AABH 结构^[23],在对板状结构和梁状结构的宽频振动控制中都取得了良好的效果。然而,上述有关声学黑洞的减振研究主要针对被控结构表面为平面的板状结构,如腔体^[21-24]、盒式结构^[18]、均匀铝板^[23],不适合安装在管道这种大曲率的结构上,其主要原因是管道结构在振动时曲面表面会产生弯

收稿日期: 2022-11-17; **修订日期:** 2022-12-29

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52241103, U2241261, 52105107); 中央高校基本科研业务费资助项目(NE2024002, NP2024112)。

曲与扭转两个方向的振动,振动模式较复杂,传统的 ABH 往往只能解决单一模式的弯曲振动的问题。并且管道系统较低的振动频率和复杂的工况环境也为减振器的设计带来了挑战。

因此,本文针对管道结构结合动力吸振器原理和声学黑洞效应设计了一种附加在管道结构上的环状螺旋式 ABH 减振器 (Circular Spiral Acoustic Black Hole, CSABH),在不改变主结构刚度与强度的前提下,占用极小的空间对管道结构的振动能量进行转移、吸收和耗散。通过仿真计算,探究了其能量聚集特性,验证了通过螺旋设计的结构中依然存在声学黑洞效应。此外,对系统的动力学响应计算,验证了该结构具有丰富的模态密度,可大幅提高系统的阻尼水平,有效抑制管道的弯曲振动和扭转振动。无需调节减振器结构参数便可对不同边界以及不同温度下的管道起到良好的宽频减振效果,实现以较小的附加质量对管道结构全频带的减振。最后通过实验验证了 CSABH 适用于大曲率、多方向、多模式的振动抑制,在管道结构的振动控制中具有宽频、高效和鲁棒性高的特点。

1 CSABH 结构设计及性能验证

1.1 CSABH 结构设计

CSABH 是由一个阿基米德螺线 ABH 绕圆心 O 旋转形成的,通过绕圆心形成 k 个螺线,如图 1 所示,图中的虚线表示多个阿基米德螺线 ABH。取 CSABH 的单支为研究对象,以 O 为原点,建立极坐标系 (r, θ) ,如图 2 所示。其曲线方程如下:

$$r(s) = R - (R - r)s \quad (1)$$

$$q(s) = 2\pi ns \quad (2)$$

式中 R 表示螺线外圈半径; r 表示螺线内圈半径; n 表示螺线的转数; θ 表示旋转角度; q 表示螺线从起点到终点旋转了多少度; s 为变量, $s \in [0, 1]$ 。曲线方程用来描述 CSABH 上的螺线型 ABH 区域的曲线,便于通过改变方程中的参数来调节和设计 CSABH 结构。其中,阿基米德螺线 ABH 轮廓如图 2 (a) 所示,是由如图 2 (b) 所示的厚度变化的一维 ABH 轮廓绕 O 点以阿基米德螺线的形式卷曲而成,其变厚度区域的参数与一维 ABH 变厚度区域的参数相同,一维 ABH 变厚度区域满足 $h(x) = \epsilon x^m + h_0$ ($m \geq 2$),其中, $h(x)$ 为截面厚度; h_0 为截断厚度; x 为位置坐标; ϵ 为常数; m 为幂指数。CSABH 曲面如图 2 所示,图中, h_1 为螺旋线起始端厚度。

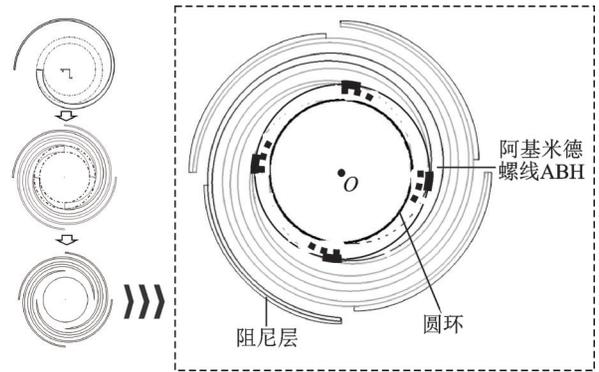


图 1 CSABH 示意图

Fig. 1 Schematic diagram of CSABH

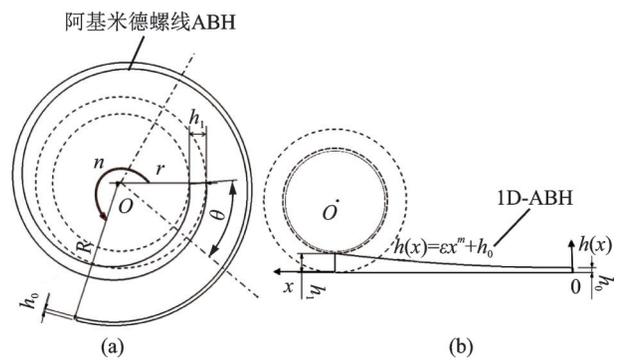


图 2 CSABH 曲面示意图

Fig. 2 Schematic diagram of CSABH curved surface

1.2 CSABH 结构的能量聚集特性

为研究声学黑洞效应所具有的能量聚集的特性,选取不贴阻尼的 CSABH 作为研究对象进行有限元模拟,CSABH 的几何参数如表 1 所示,材料采用光敏树脂,材料参数如表 2 所示,选取 ABH 曲线幂指数 $m=2$ 。模拟采用三维实体单元 (C3D20R) 进行网格划分,为了保证计算精度,每个弯曲波波长至少有 10 个单元网格用来适应 ABH 的几何和波长变化,网格采用非均匀的划分方式,即 ABH 区域的网格由最小厚度向最大厚度逐渐增大,最小尺寸为 2 mm,最大尺寸为 5 mm,厚度方向保证至少 2 个网

表 1 几何参数

Tab. 1 Geometric parameters	
参数	取值
ϵ	4
m	2
R/mm	63.5
r/mm	37.5
n	1
$\theta/(\circ)$	0
h_0/mm	0.5
h_1/mm	4.5
k	4

格。在图3(a)圆环内表面均匀施加图3(b)所示中心频率为20 kHz的五波峰激励(以位移的形式,幅值大小如图3(b)所示),同时为了对比研究,还设计了一个质量完全相同的均匀厚度的环状螺旋式结构作为对照组。其中,质量完全相同的均匀厚度的环状螺旋式结构,即环状螺旋式等质量结构(Circular Spiral Equal Mass, CSEM)和CSABH有着相同质量的网格划分,避免了因网格划分不同对结果造成的影响。

表2 材料参数

Tab. 2 Material parameters

参数	铝	阻尼材料	光敏树脂
弹性模量/Pa	7×10^{10}	5×10^7	2.5×10^9
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	2710	960	1200
泊松比	0.346	0.49	0.4
材料损失因子 η	0.001	0.2	0.02
热膨胀系数/($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	2.3×10^{-5}	7.7×10^{-4}	9.5×10^{-5}
比热容/[$\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$]	880	1940	1470
热导率/[$\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$]	237	1.5	0.17

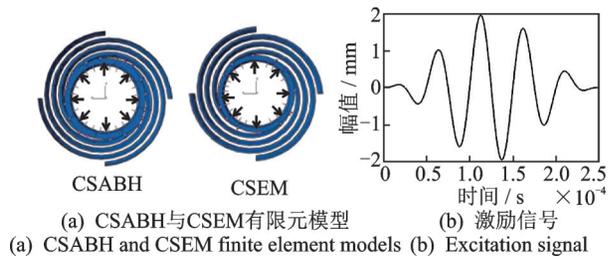


图3 波传播的有限元模型及所施加的激励信号

Fig. 3 Finite element model of wave propagation and the applied excitation signal

图4和5分别给出了不同时刻的CSEM和CSABH的位移波场云图,显示了波在两种结构中的传播过程。由于CSABH的厚度不断减小,传入的弹性波被压缩并集中在外边缘,类似于典型的ABH结构中的波聚集特征,产生了波捕获的效应。而图4所示的CSEM结构由于其厚度均匀,因此波没有出现压缩聚集作用。图6分别在CSABH和CSEM上选取位置相同的A,B两条路径,提取了路径上的时域位移幅值信号。从图6(a)中可以看出,随着时间的增加,B路径上的振动幅值要远大于A路径上的幅值,说明ABH中振动集中在端部;从图6(b)中可以看出,CSEM中A,B两条路径上的振动幅值的大小没有明显差异,体现不出波聚集的效果。所以,当加入适当阻尼时,CSABH结构会更好促进结构能量耗散^[17-25],有利于进行结构减振。

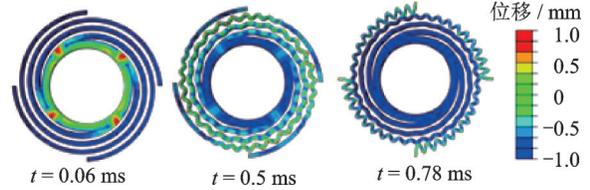


图4 CSEM在不同时刻的位移波场云图

Fig. 4 CSEM displacement wavefields at several moments

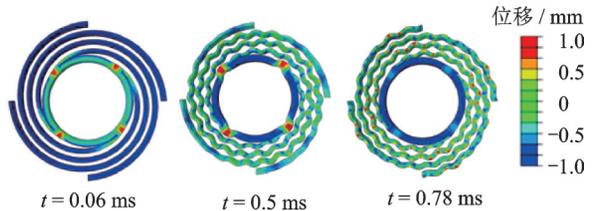
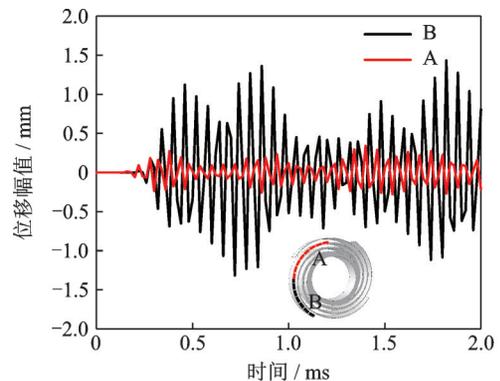
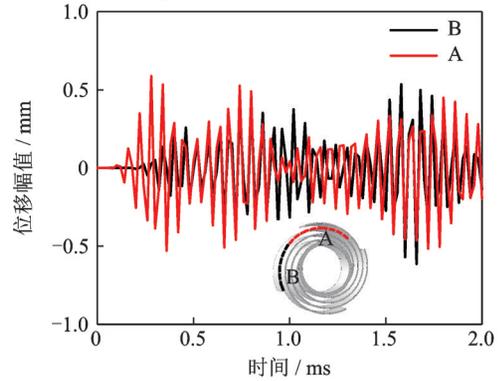


图5 CSABH在不同时刻的位移波场云图

Fig. 5 CSABH displacement wavefields at several moments



(a) CSABH中A,B两条路径上的位移幅值对比
(a) Comparison of displacement amplitudes on two paths A and B in CSABH



(b) CSEM中A,B两条路径上的位移幅值对比
(b) Comparison of displacement amplitudes on two paths A and B in CSEM

图6 A,B两条路径上的位移幅值对比

Fig. 6 Comparison of displacement amplitudes on two paths A and B

1.3 CSABH在管道振动控制中的仿真研究

1.3.1 CSABH与CSEM对比

图7为CSABH结构与管道的合成系统图,如图7(a)所示,CSABH作为附加装置安装到均匀空心管道上,它的安装不会损害管道的刚度或强度。为了进行比较,同样设置了等质量的环状螺旋式结

构,如图8(b)所示。安装两个CSABH的总质量为0.8 kg,是主结构的5%。如图8所示,两种附加结构都贴有相同的阻尼材料。管道结构是由铝制成的,CSABH和CSEM结构采用光敏树脂制成,阻尼材料是VHB公司生产的3M阻尼材料。铝管长为1700 mm、外径为66 mm、内径为59 mm。以铝管右端为原点,CSABH安装在管道两端(0,10) mm,(0,1690) mm处与管道的接触长度为20 mm。在(33,106.25) mm处施加沿y轴负方向 $F=1$ N的激励载荷,结构简图如图7(b)所示。将结构采用有限元方法在ABAQUS中建立模型,主结构和附加结构均使用了三维实体单元(C3D20R)进行网格划分。为了保证数值模拟的准确性,在CSABH的外缘附近将网格细化为每个波长至少有10个单元,ABH区域的网格由最小厚度向最大厚度逐渐增大,最小尺

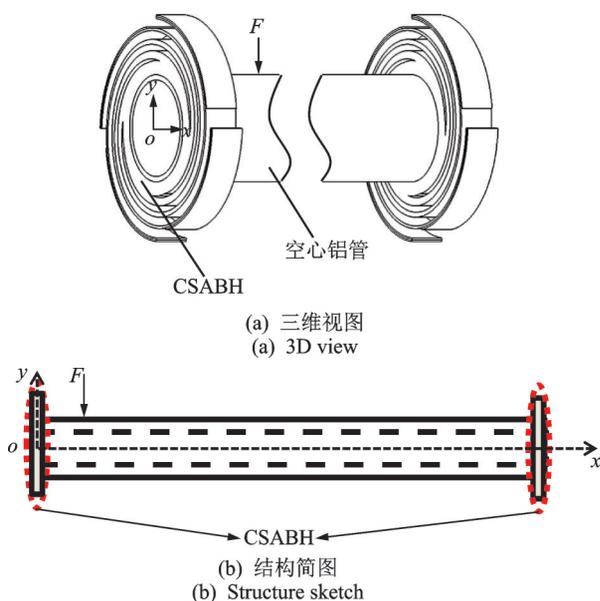


图7 CSABH与管道合成系统

Fig. 7 CSABH with pipeline synthesis system

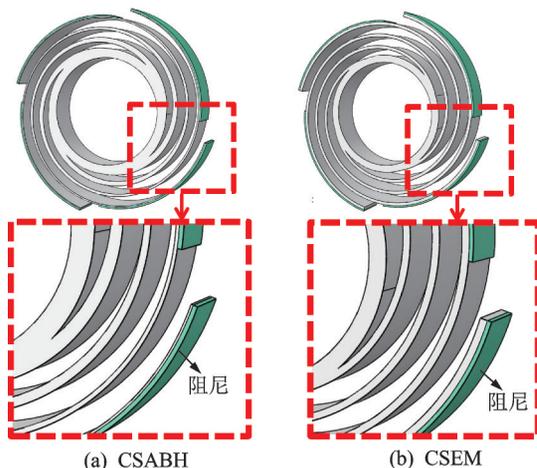


图8 CSABH与CSEM结构

Fig. 8 CSABH and CSEM structures

寸为2 mm,最大尺寸为5 mm,铝管的网格采用均匀划分,尺寸为8 mm。对于模态分析,主结构和两个组合结构设置了自由边界条件,管道与CSABH之间采用Tie连接的方式进行装配。通过稳态动力学分析和模态叠加法计算比较了安装CSABH、不安装CSABH、安装CSEM三种情况下系统在100~5000 Hz范围内的振动响应。这里没有考虑安装位置的优化,选择管道两端位置安装是因为具有自由边界的铝管振动时,其两端会经历几乎所有模态下的最大振动。因此,可以在没有对安装位置进行细致选择的情况下,使CSABH在给定和宽频率范围内与管道尽可能多地发生模态耦合,从而对整根管道的振动都起到抑制作用。管道、CSABH和CSEM的几何参数和材料参数分别列于表1和2。

图9为安装CSABH和安装CSEM的结构在相同激振力和约束条件下的振动响应。从图9的响应图中来看,安装CSABH结构的共振峰较空管在整个频带内有13~30 dB的衰减,安装CSEM结构在整个频带内有0~23 dB衰减。共振峰的衰减情况,可结合图10所示的损失因子图来解释。从两种结构的损失因子对比图10(a)中可以看出,CSEM结构在5000 Hz内具有152阶模态,CSABH有228阶模态,CSABH结构的模态密度要高于CSEM结构,且CSABH的阻尼水平远高于CSEM。CSEM结构较高的模态密度使得其与主结构也会发生频率匹配,产生动力吸振,例如在137.35,4102,372,711,2692.8 Hz等多处频率发生了共振峰分裂,但是却只在137.35,4102 Hz处共振峰得到20 dB左右的衰减,在其他频率处峰值衰减情况不如CSABH结构。同时在3029.63,3501 Hz处未发生共振峰分裂的位置,几乎没有起到减振作用。这是由于CSEM结构与主结构耦合效果较差,导致系统阻尼水平提升幅度较小。由系统损失因子对比图10(b)可知,安装CSEM系统的损失因子在0.001~0.025区间波动,安装CSABH系统的损失因子在0.0015~0.078区间波动,整体上看,安装CSABH系统的损失因子在大多数频率下是安装CSEM系统的2~5倍。CSEM结构的能量聚集性不如CSABH结构,导致其阻尼不高,即使多数共振峰发生分裂,但由于低阻尼,振动依然不能得到有效衰减,因此对整个频带的共振峰起到的衰减效果有限。而CSABH的安装促进了结构之间的相互耦合,使系统的损失因子有大幅度的提升。因为更高的模态密度增加了发生动力吸振

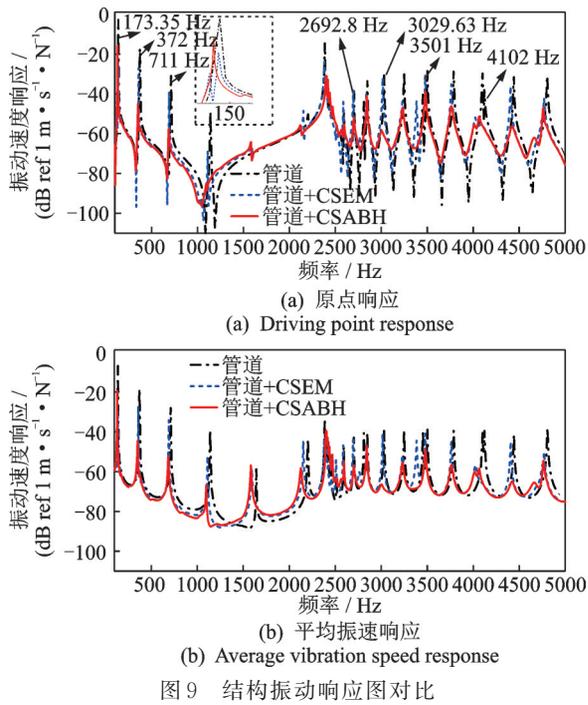


图 9 结构振动响应图对比

Fig. 9 Comparison of structural vibration response diagrams

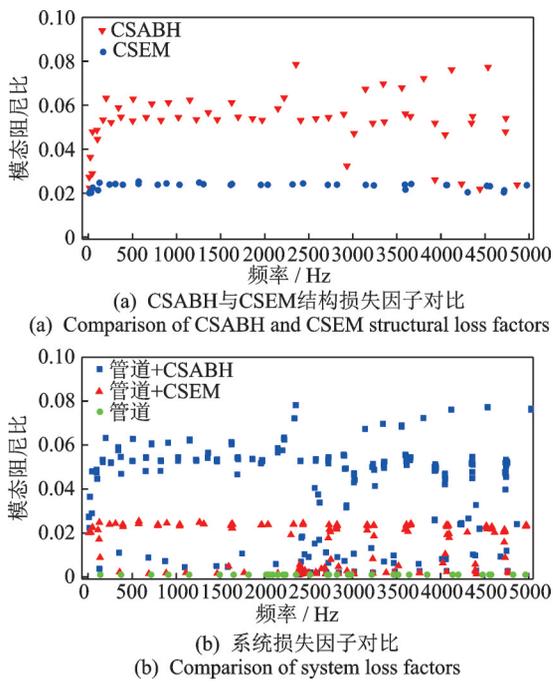


图 10 损失因子对比

Fig. 10 Comparison of loss factors

的机会,还具备 ABH 的能量吸收和高阻尼特性。因此,安装 CSABH 整体比 CSEM 的减振效果提升 5~18 dB,在未发生共振峰分裂的 2692.8 和 3029.63 Hz 处也能由于 ABH 的阻尼作用分别产生 14 和 27 dB 的振动衰减。系统损失因子的提高将极大提升系统对振动能量的耗散能力,提高减振效果,产生这种现象的原因是 CSABH 结构边缘变厚度的设计,改变了结构的阻抗,导致弹性波在结构中的传播速度逐渐减小,使振动能量集中在结构最小厚度区域,可将

管道上的振动能量高效地转移到 CSABH 结构端部,再通过 CSABH 上的阻尼材料将振动能量耗散掉,达到宽频减振的效果。

1.3.2 CSABH 与 CABH 对比

为进一步证明 CSABH 结构对管道振动控制的优越性,建立了将 CSABH 变厚度区域拉直后的环状声学黑洞结构 (Circular Acoustic Black Hole, CABH) 作为对比并安装在 1.3.1 节中的管道两端,如图 11 所示,CABH 结构与 CSABH 黑洞区域长度相同,并在尖端粘贴相同长度、厚度的阻尼材料,所采用的激励方式和边界条件均与 1.3.1 节保持相同。通过计算得到了如图 12 所示的原点振动速度响应对比图。

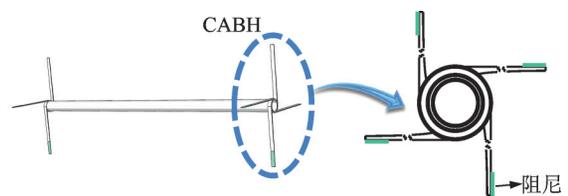


图 11 CABH 与管道合成系统结构图

Fig. 11 CABH and pipeline synthesis system structure diagram

从图 12(a)中可以看出,两种结构在前 4 个共振峰处都展现了较好的振动抑制效果,两种结构的模态损失因子分析结果如图 13 所示,CABH 结构在 5000 Hz 内共有 256 阶模态,其模态密度要略高于 CSABH 结构的 228 阶模态,并且两种结构的阻尼水平以及两种结构安装在管道后的合成系统的阻尼水平都没有太大差距。由于两种结构都具有较高的模态密度和阻尼水平,理应在全频段都起到较好的减振效果。但是 CABH 在 2500 Hz 以后的中高频处减振效果表现特别差。通过观察管道在共振峰处的模态云图发现,管道前 4 阶的振动模态主要为弯曲模态,而在中高频处,管道的振动模态主要为扭转模态。由图 12(b)可知,通过安装 CABH 结构,管道的弯曲模态产生的振动能得到良好的控制,但是由于 CABH 结构在振动控制中具有方向局限性,即使其拥有较高的模态密度,也无法与管道的扭转模态发生耦合,从而在图 12(c)处扭转模态参与的振动中几乎没有起到抑制作用。而 CSABH 结构的螺旋线型设计可以产生更多与管道扭转振动相耦合的模态,打破了 CABH 结构只能对弯曲方向振动控制的局限,不仅有效控制了管道的弯曲振动,还对扭转振动的共振峰产生了显著的衰减效果。

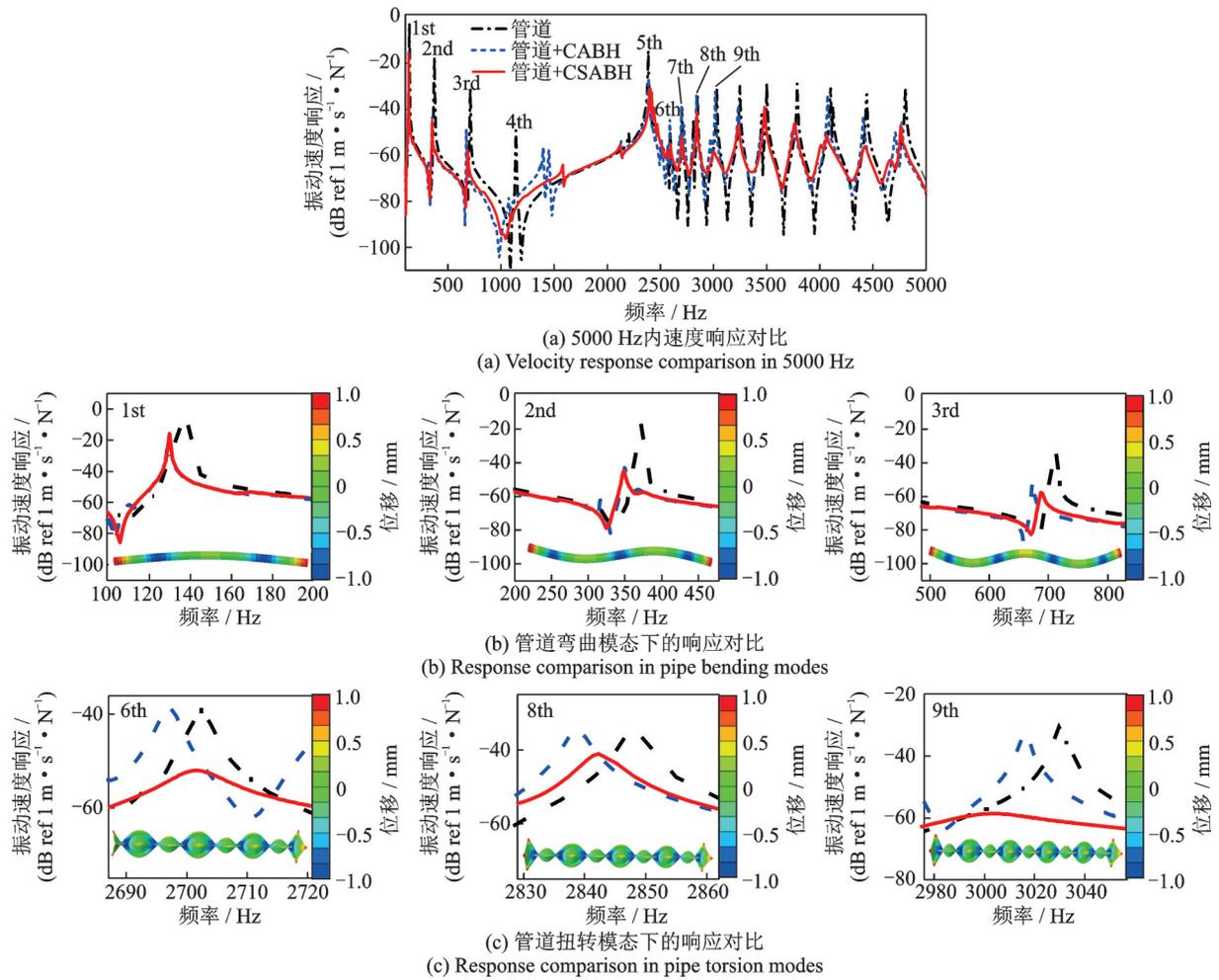


图 12 管道安装 CSABH 与 CABH 原点振动速度响应对比

Fig. 12 Driving point vibration velocity response comparison of pipe installation with CSABH or CABH

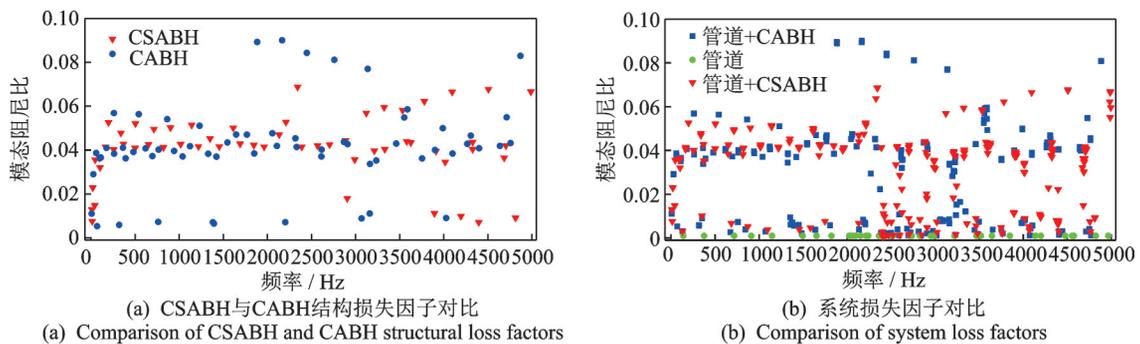


图 13 损失因子对比

Fig. 13 Comparison of loss factors

2 CSABH 对管道的振动抑制的鲁棒性探究

2.1 管道在不同边界条件下的减振特性研究

大多数动力吸振器往往只针对于一种被控结构的某一种工况进行设计,当主结构工况发生改变时,通常需要重新设计减振器的参数来满足减振条件,不具有普适性。CSABH 结构旨在通过丰富的模态

特性来达到同一种参数设计下对不同边界管道的宽频振动都能起到明显的抑制效果,避免复杂的参数调节过程。对于管道在自由边界条件下的动力学特性已经在第 1 节中详细分析,本节仅对一端固支、两端固支的边界条件下,管道安装如表 1 所示参数的 CSABH 的减振效果进行探究,来说明 CSABH 的普适性,并同时与安装 CSEM 结构进行对比。两种边界条件所使用的管道尺寸相同,材料参数如表 2 所示,所建立的两端边界条件下的结构简图如图 14 所示。将结构采用有限元方法建立模型,通过计算比

较了安装 CSABH、不安装 CSABH 以及安装 CSEM 结构下系统在 20~5000 Hz 的振动响应。

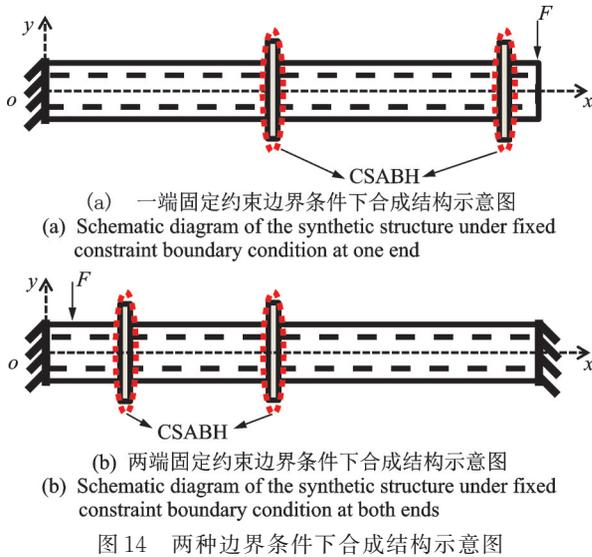


图 14 两种边界条件下合成结构示意图
Fig. 14 Schematic diagram of the synthesized structure under two boundary conditions

仿真计算得到如图 15 和 16 所示的两种边界条件下的振动响应。在一端固支的边界条件下,通过在管道上安装 CSABH,对管道 5000 Hz 内的振动起到了很好的抑制效果(整体降低 10~32 dB 左右),并且在 2159, 4703 Hz 处出现了由于动力吸振引起的峰值分裂现象,在 3378, 4463 Hz 处共振峰被削平。在此边界条件下,管道的第 1 阶共振频率为 21 Hz,从

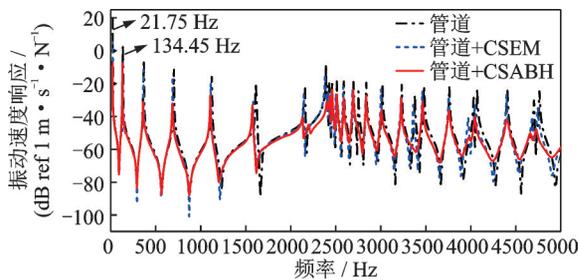


图 15 一端固支条件下结构振动响应图对比
Fig. 15 Comparison of structural vibration response diagram under fixed boundary condition at one end

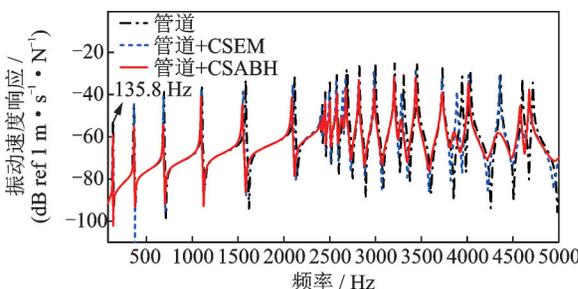


图 16 两端固支条件下结构振动响应图对比
Fig. 16 Comparison of structural vibration response diagram under fixed boundary condition at both ends

响应图 15 中来看,安装 CSABH 对该处低频振动产生了 26 dB 的振动衰减,展现了良好的低频抑振效果,并且在整个频带范围的减振效果要好于安装 CSEM 的结构。在两端固支的边界条件下,通过在管道上安装 CSABH,同样对管道 5000 Hz 内的振动起到了很好的抑制效果(整体降低 6~35 dB 左右),展现了 CSABH 良好的宽频减振性能。

通过对不同边界条件下的铝管安装相同的 CSABH 进行减振分析,发现铝管在任何边界条件下其 5000 Hz 内的振动响应都得到了有效的抑制。而安装 CSEM 结构仅在其频率与主结构完全匹配时才会由于动力吸振产生比较好的减振效果(例如在 135, 2823, 4027 Hz 频率附近的共振峰处),但是在其他共振峰处,几乎没有明显的减振效果。CSABH 结构因其螺旋线形式的设计可以大幅提高模态密度,降低基频,使其与主结构结合时更易发生频率匹配,能够适应主结构频率的变化,产生动力吸振效应与耦合作用,并结合声学黑洞高阻尼的特性实现了对管道全频带振动的良好控制。同时也证实了 CSABH 对振动的控制鲁棒性高、可适应管道不同工况下振动的特点。

2.2 管道在不同温度条件下的减振特性研究

2.2.1 温度对结构模态频率的影响

温度变化引起的结构模态频率和模态振型的变化,主要是由于刚度矩阵 K 的变化导致的,体现在两个方面:一是温度的变化引起结构材料的弹性模量发生变化,由此得到刚度矩阵 K_T ;二是由于结构温度变化,在结构内部产生了拉压热应力,从而改变结构的局部刚度和刚度矩阵的分布,由此得到的应力刚度矩阵记为 K_σ ,因此,结构的综合热刚度矩阵表示为: $K=K_T+K_\sigma$ [26]。基于上述理论,在 ABAQUS 中将温度变化所引起的刚度改变代入模态分析中,建立如图 17 所示的分析流程。

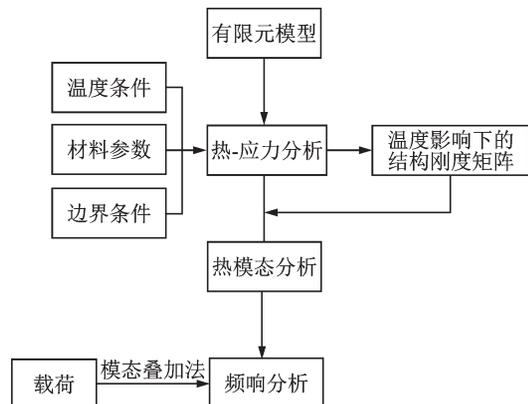


图 17 有限元分析流程图
Fig. 17 Finite element analysis flow chart

2.2.2 有限元模型建立

被控均匀铝管尺寸与1.3节中相同,考虑到管道在工作中其管道内部会通过不同温度的流体,因此,在分析时,将管道内壁的温度设置为变量,研究管道在不同温度下的模态变化,以及安装CSABH后的减振效果。仿真时考虑了-50,-20,0,20,50,100℃六种温度下的计算结果,环境温度设为20℃,位移边界条件为两端固支。CSABH安装在管道(0,160)mm、(0,840)mm处。扫频分析时,在(33,100)mm处施加沿y轴负方向的大小为1N的激励载荷,结构简图如图18所示。网格采用C3D20RT

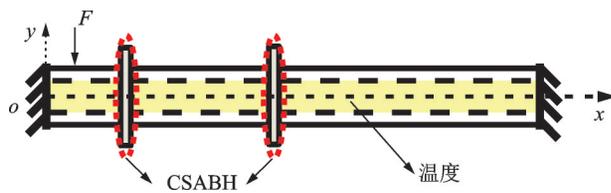


图18 模型结构简图

Fig. 18 Model structure sketch

热-位移耦合的二次单元进行划分。通过计算分析了铝管模态参数随温度的变化情况,并比较了在不同温度下安装CSABH、不安装CSABH以及安装CSEM结构下系统的振动响应。各结构的材料参数如表2所示。

2.2.3 铝管的频响分析

对比不同温度下铝管在100~5000 Hz的速度响应图19可以看出,随着温度的升高,管道的固有频率降低,并且频率越高,降低越明显。在1500 Hz内的速度响应呈现出随着温度升高共振峰小幅度降低的现象,且频率越低,共振峰降低的幅度相对越大,在第1阶共振峰处,100℃时的速度响应相比于-50℃时降低了4 dB。在2000 Hz以后的频段,温度变化仅对固有频率有影响,响应峰值不变。这一现象可以用图20所示的管道损失因子随温度的变化关系解释,在1500 Hz内,管道的损失因子随温度的升高会有一定幅度的提升,并且频率越低,提升得越多。因此会导致振动峰值随温度的升高出现略微降低的情况。2000 Hz以后损失因子也会随温度变化出现一定的改变,但是相比之下变化十分微小,对共振峰几乎没有影响。表3列出了管道的第1,3,5,7,8阶固有频率随温度变化的具体数值,从表中可以看出,除第7阶固有频率随温度升高略微增大外,其余固有频率皆随温度升高而降低。通过观察发现,第7阶模态不存在对称模态,在管道100~5000 Hz内的所有模态中,只有不存在对称模态的频率处其表现为频率随温度升高略微升高的现象,其他存在对称模态的固有频率处都表现为随温度升高频率降低。

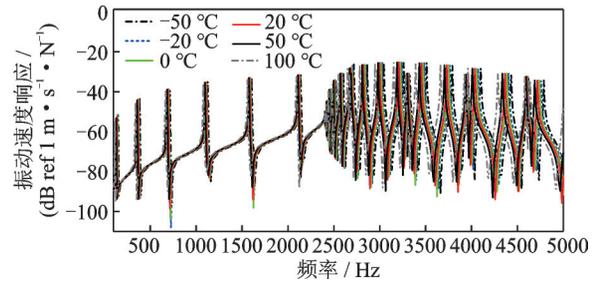


图19 不同温度下管道的速度响应曲线

Fig. 19 Velocity response curves of pipes at different temperatures

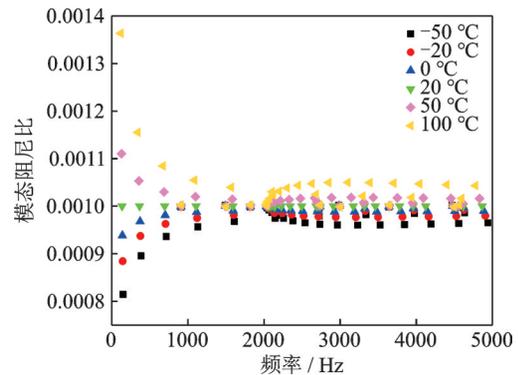


图20 不同温度下管道的损失因子变化关系

Fig. 20 Loss factor variation relationship of pipes at different temperatures

表3 管道固有频率随温度的变化

Tab. 3 The variation of the intrinsic frequency of the pipe with temperature

温度/℃	1阶/Hz	3阶/Hz	5阶/Hz	7阶/Hz	8阶/Hz
-50	150.58	385.07	714.59	910.11	1125.8
-20	144.51	376.66	705.53	910.52	1116.6
0	140.28	370.91	699.40	910.79	1110.4
20	135.89	365.06	693.20	911.06	1104.2
50	128.98	356.05	683.78	911.47	1094.7

结合速度响应曲线来看,不存在对称模态的频率处不存在共振峰。所以在速度响应曲线中所有的共振峰处频率都随温度升高而降低。

2.2.4 CSABH在不同温度下的减振性能分析

对比不同温度下铝管安装和不安装CSABH以及CSEM结构的原点振动速度响应如图21所示。从图21中可以看出,安装CSEM结构后,由于模态参数发生变化使得动力吸振效果的产生较为随机,在-20℃时有7处共振峰起到了较好的减振效果,20℃时有6处,100℃时有4处,在大多数共振峰处几乎不起减振作用。而CSABH的减振效果在不同温度下尽管有所不同,但是都展现了对全频段振动的有效控制。图22给出了安装CSABH后,前5阶共振峰随温度变化的衰减情况(不安装CSABH的响应减去安装CSABH后的响应),从图中可以看

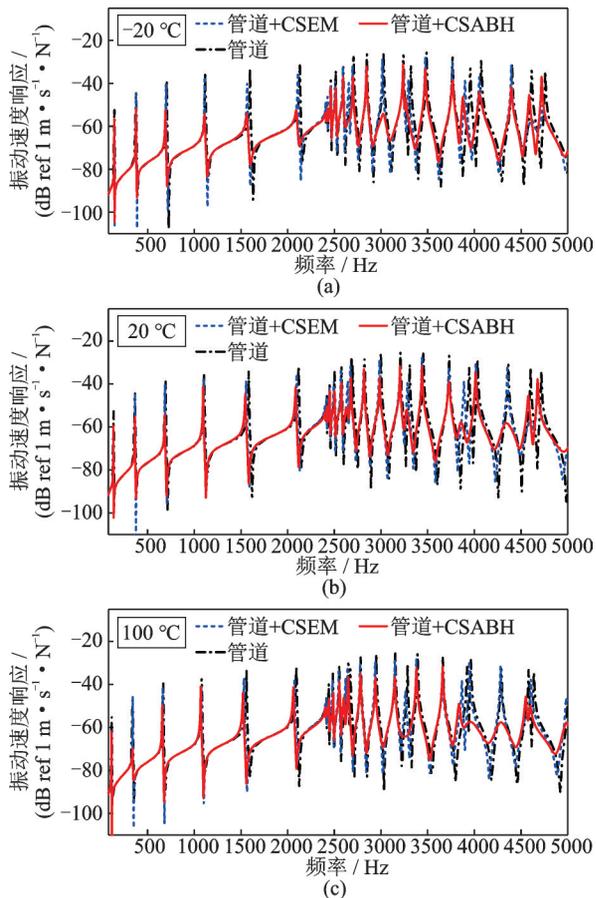


图 21 不同温度下铝管安装和不安装 CSABH 以及 CSEM 的原点振动速度响应

Fig. 21 Driving point vibration velocity response of aluminum pipe with and without CSABH or CSEM under different temperatures

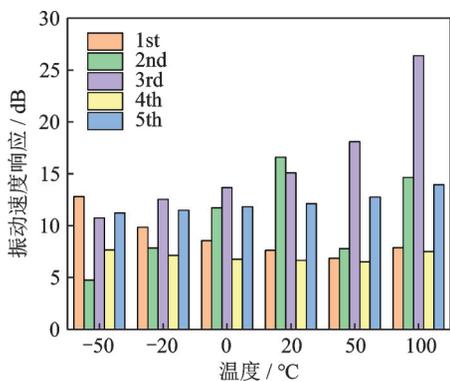


图 22 前 5 阶共振峰在不同温度下的衰减程度

Fig. 22 Decay degree of the first 5 order resonance peak at different temperatures

出,温度不同导致主结构与 CSABH 的耦合发生了变化,使各阶共振峰的衰减大小不同。除了第 2 阶在 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时仅衰减了 1 dB 外,其余共振峰都得到了 5~25 dB 的振动衰减,没有因为温度升高或者降低而使得 CSABH 不发挥减振作用。这是因为 CSABH 具备丰富的模态,较高的模态密度,当主结构模态随温度发生变化时,仍然可以很好地与之发生

相互作用,进而发挥 ABH 的作用。

通过对不同温度条件下的铝管安装相同的 CSABH 进行减振分析,发现铝管在不同温度条件下其 5000 Hz 内的振动响应都得到了有效的抑制。由于 CSABH 螺旋线形式的设计可以大幅提高模态密度,当温度改变主结构的模态参数时,CSABH 仍然能够与主结构发生频率匹配,产生不同程度的耦合作用和动力吸振效应。提高损失因子的同时实现了对管道全频带振动的良好控制。证实了 CSABH 具备良好的温度鲁棒性,结合前面分析的不同边界条件下的减振分析。CSABH 可适应管道不同工况下的减振任务,具备良好的应用价值。

3 实验验证

3.1 CSABH 宽频减振特性的验证

本节基于 PSV 系统对 CSABH, CSEM 结构在铝管上的全频带减振性能进行了探究。实验系统包括两大部分,如图 23 所示:第一部分是激励部分,由 Polytec™ 激光测振仪 (PSV500) 设备产生 100~5000 Hz 的宽频激励信号,通过功率放大器 (B&K 2718) 驱动电磁激振器 (B&K 4809) 产生周期性激振力,激励实验系统发生振动。其中激振器通过一根细长杆连接到铝管激励点,模拟点激励条件。第二部分是采集测量部分,激励信号由安装在激振器和激励杆之间的力传感器 (B&K Type 8230) 测量,响应测量由加速度传感器采集振动信号,传递回 PSV 设备进行实时频谱分析。

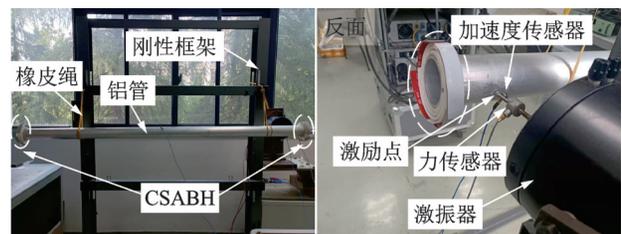


图 23 振动实验系统图

Fig. 23 Vibration experiment system diagram

实验采用的 CSABH 和 CSEM 结构与之前仿真中的尺寸一致,并贴有 3M 阻尼材料,实物图如图 24 所示,被控均匀铝管长为 1700 mm,内径为 59 mm,外径为 66 mm。通过在刚性框架上使用两根橡皮筋悬挂均匀铝管,实现自由边界条件。CSABH 粘贴在管道上,实验中使用的材料参数见表 2。其中附加的 CSABH 总质量为 0.8 kg,占系统总质量的 5%。

为突出 CSABH 结构的优秀减振效果,测试比较了采用同质量、厚度均匀、粘贴相同长度阻尼材料

的 CSEM 结构的振动响应。利用 PSV 设备对振动信号和力信号进行归一化处理,得到的原点振动位移响应结果如图 25 所示。从位移响应图中可以看出,安装 CSABH 结构之后的铝管在测量频率范围内的所有共振峰都能观察到降低的效果,整个频带内共振峰峰值降低了 11~36 dB,验证了 CSABH 对铝管振动抑制的有效性。并且在整个频带范围内 CSEM 的原点位移响应均小于 CSEM 结构,尤其是在中低频 100~2500 Hz 处最为明显,与 CSEM 结构相比,共振峰降低了 3~23 dB。由于 CSEM 结构本身具有一定的阻尼效果,因此也能对铝管的振动起到抑制作用,但相比于 CSABH 结构,其减振能力有限。



图 24 CSABH 和 CSEM 结构实物图

Fig. 24 Physical diagram of CSABH and CSEM structures

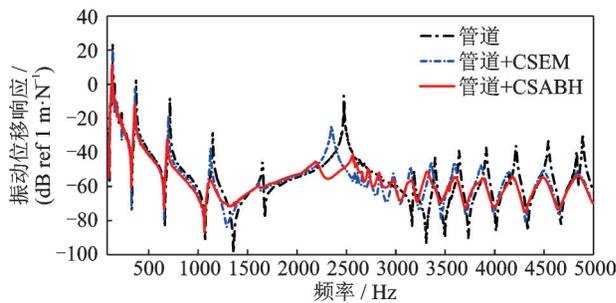


图 25 管道安装 CSABH 与 CSEM 的原点振动位移响应

Fig. 25 Driving point vibration displacement response of pipe installed with CSABH or CSEM

3.2 不同温度下的减振特性验证

在图 23 所示的系统中加入热辐射灯照射铝管,并用探针式温度计测量加速度传感器附近的温度,实验系统如图 26 所示,用来模拟铝管在不同温度场下的振动情况,以验证 CSABH 在不同温度下对振动抑制的鲁棒性。



图 26 考虑温度的实验系统

Fig. 26 Experimental system considered temperature

室温为 20 °C 时,将温度计与被测点接触,待读数在 20 °C 附近稳定时开始打开热源对管道进行加热,待温度计读数分别在 32 °C 附近和 42 °C 附近时进行两次测量并记录响应数据。得到铝管在不同温度下的振动位移响应如图 27 所示。可以看出随着温度的升高,铝管的固有频率降低,这与仿真的结果一致。

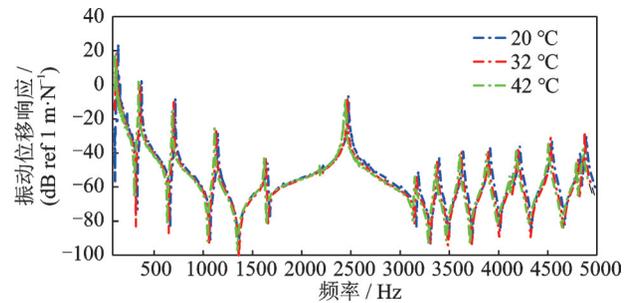


图 27 不同温度下铝管的振动位移响应

Fig. 27 Vibration displacement response of the aluminum pipe under different temperatures

对比不同温度下铝管安装和不安装 CSABH 以及 CSEM 的位移响应如图 28 所示。从图 28 中可以

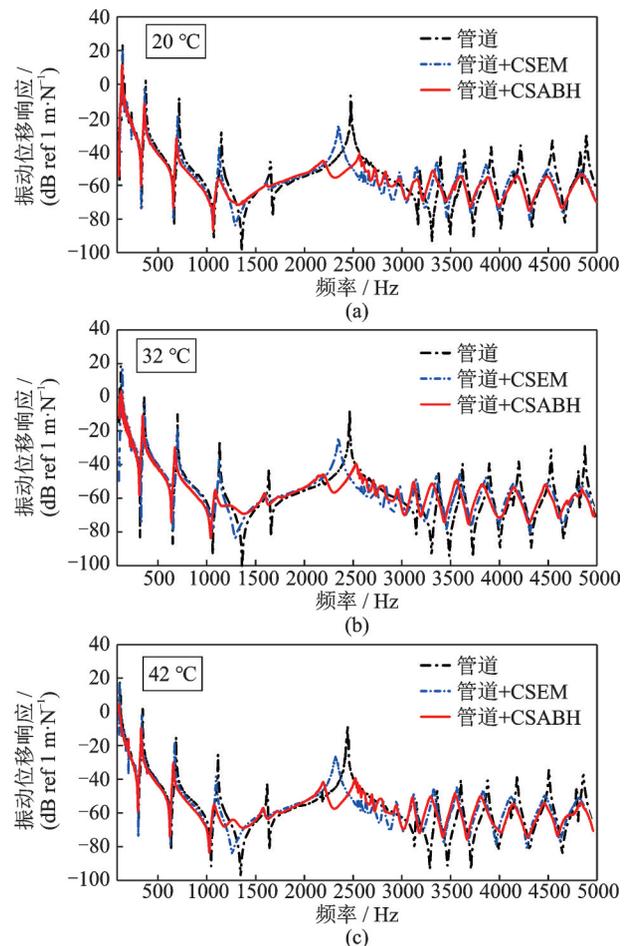


图 28 不同温度下铝管安装和不安装 CSABH 以及 CSEM 的位移响应

Fig. 28 Displacement response of aluminum pipe with and without CSABH or CSEM under different temperatures

看出,不同温度下,CSABH的减振效果有所不同,但是在各个温度下都展现了对全频段振动的有效控制,证实了CSABH的振动控制的温度鲁棒性。

4 结 论

(1) 在管道结构振动控制中引入附加式声学黑洞,无需对主结构进行剪裁,在不影响主结构刚度和强度的前提下,实现了管道结构的振动控制,拓宽了声学黑洞的应用范围,为ABH在大曲率结构中的应用提供了重要参考。

(2) 通过与等质量的CSEM结构的减振性能比较,验证了CSABH结构具有更高效能量聚集和耗散能力,可实现更宽频带的振动控制;通过与CABH结构进行对比,验证了CSABH结构对管道的振动控制不具有方向局限性,对扭转振动也能起到良好的控制效果。

(3) CSABH对管道20~5000 Hz的振动起到了有效抑制,在对一端固支条件下的管道振动控制中,对21 Hz处的共振峰起到了26 dB的衰减,在其他条件下也对500 Hz内的共振峰起到了平均20 dB的衰减,展现了良好的低频振动控制特性。

(4) 在改变管道结构的边界条件、温度,而不改变CSABH的参数条件下,实现了对管道结构不同工况的全频带振动控制。结果表明,CSABH具有较高的模态密度,能适应主结构在不同工况下的模态参数变化,高效地将主结构的振动能量聚集到CSABH结构上,并完成耗散。展现了CSABH在管道结构的振动控制中的低频抑振效果好、轻质、宽频、高效和鲁棒性高的特点。

参考文献:

- [1] 刘彬彬,陈果,赵正大,等.一种新型动力吸振器的液压管道减振试验研究[J].噪声与振动控制,2017,37(1):152-157.
LIU Binbin, CHEN Guo, ZHAO Zhengda, et al. Experimental study on a new dynamic vibration absorber with adjustable frequency for vibration reduction of hydraulic pipelines[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(1): 152-157.
- [2] 宋金洲.空间管路动力吸振器减振特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2021.
SONG Jinzhou. Study on the vibration absorption characteristics of space pipeline dynamic vibration absorber[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2021.
- [3] 陈果,程小勇,刘明华,等.用于管道减振的新型动力吸振器[J].中国机械工程,2014,25(23):3125-3131.
CHEN G, CHENG X Y, LIU M H, et al. A new type of dynamic vibration absorber for pipe system vibration suppression[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(23): 3125-3131.
- [4] 黄秀金,何立东,王晨阳.可控环动力吸振器抑制管道强迫振动的研究[J].北京化工大学学报(自然科学版),2015,42(3):88-93.
HUANG Xiujin, HE Lidong, WANG Chenyang. Reduction in forced vibration of a pipe by means of a controllable ring dynamic vibration absorber[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2015, 42(3): 88-93.
- [5] MIRONOV M A. Propagation of flexural wave in a plate whose thickness decreases smoothly to zero in a finite interval[J]. Soviet Physics: Acoustics, 1988, 34(3): 318-319.
- [6] KRYLOV V V. New type of vibration dampers utilising the effect of acoustic 'black holes'[J]. Acta Acustica United with Acustica, 2004, 90(5): 830-837.
- [7] KRYLOV V V, TILMAN F J B S. Acoustic 'black holes' for flexural waves as effective vibration dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 274(3-5): 605-619.
- [8] LENG J, ROMERO-GARCÍA V, PELAT A, et al. Interpretation of the acoustic black hole effect based on the concept of critical coupling[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 471: 115199.
- [9] KRYLOV V V, WINWARD R E T B. Experimental investigation of the acoustic black hole effect for flexural waves in tapered plates[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(1-2): 43-49.
- [10] FEURTADO P A, CONLON S C. An experimental investigation of acoustic black hole dynamics at low, mid, and high frequencies[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2016, 138(6): 061002.
- [11] TANG L L, CHENG L, JI H L, et al. Characterization of acoustic black hole effect using a one-dimensional fully-coupled and wavelet-decomposed semi-analytical model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 374: 172-184.
- [12] DENG J, ZHENG L, ZENG P Y, et al. Passive constrained viscoelastic layers to improve the efficiency of truncated acoustic black holes in beams[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 118: 461-476.
- [13] SHEPHERD M R, MCCORMICK C A, CONLON S C, et al. Modeling and optimization of acoustic black hole vibration absorbers[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 141(5-Supplement): 4034.
- [14] MA L, DONG H W, CHENG L. An alternative and optimized thickness profile of an acoustic black hole plate[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 486:

- 115619.
- [15] BOWYER E P, KRYLOV V V. Experimental investigation of damping flexural vibrations in glass fibre composite plates containing one- and two-dimensional acoustic black holes[J]. *Composite Structures*, 2014, 107: 406-415.
- [16] ZHAO L X. Passive vibration control based on embedded acoustic black holes[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2016, 138(4): 041002.
- [17] ZHOU T, CHENG L. A resonant beam damper tailored with Acoustic Black Hole features for broadband vibration reduction[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 430:174-184.
- [18] 何璞,王小东,季宏丽,等.基于声学黑洞的盒式结构全频带振动控制[J].*航空学报*, 2020, 41(4): 223350.
HE P, WANG X D, JI H L, et al. Full-band vibration control of box-type structure with acoustic black hole[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(4): 223350.
- [19] JI H L, WANG N, ZHANG C, et al. A vibration absorber based on two-dimensional acoustic black holes [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 500: 116024.
- [20] ZHAO X N, WANG C Y, JI H L, et al. Vibration reduction by a partitioned dynamic vibration absorber with acoustic black hole features[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 37: 75.
- [21] LEE J Y, JEON W. Vibration damping using a spiral acoustic black hole[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2017, 141(3): 1437-1445.
- [22] ZHOU T, CHENG L. Planar swirl-shaped acoustic black hole absorbers for multi-directional vibration suppression[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, 516: 116500.
- [23] JI H L, ZHAO X N, WANG N, et al. A circular eccentric vibration absorber with circumferentially graded acoustic black hole features[J]. *Journal of Vibration and Acoustics: Transactions of ASME*, 2022, 144 (2) : 021014.
- [24] 王小东,秦一帆,季宏丽,等.基于声学黑洞效应的直升机驾驶舱宽带降噪[J].*航空学报*, 2020, 41(10): 228-238.
WANG X D, QIN Y F, JI H L, et al. Broadband noise reduction inside helicopter cockpit with acoustic black hole effect[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(10): 228-238.
- [25] BOWYER E P, O'BOY D J, KRYLOV V V, et al. Experimental investigation of damping flexural vibrations in plates containing tapered indentations of power-law profile[J]. *Applied Acoustics*, 2013, 74 (4) : 553-560.
- [26] MAVROPOULOS G C. Experimental study of the interactions between long and short-term unsteady heat transfer responses on the in-cylinder and exhaust manifold diesel engine surfaces[J]. *Applied Energy*, 2011, 88(3): 867-881.

Vibration suppression of pipeline structure based on circular spiral acoustic black hole

ZHUANG Qiu-yang¹, JI Hong-li¹, ZOU Yu-qi¹, HUANG Wei², QIU Jin-hao¹

(1.State Key Laboratory of Mechanics and Control for Aerospace Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2.School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: The traditional additional acoustic black hole (ABH) structure is mainly designed for vibration suppression of plate structures, but it is difficult to be applied to pipe structures that are widely available in engineering. In order to solve the vibration suppression problem of pipe structures, a new additional ABH device, 'Circular Spiral ABH Damper (CSABH)' is proposed to be applied to pipe structures. By designing the ABH area in the form of a spiral, the modal density of the damper is increased, and a better coupling with the main structure is achieved. The results show that the CSABH has good wave aggregation characteristics and can achieve a vibration suppression of 20~5000 Hz for the pipe. Besides, when the pipe constraints and temperature conditions are changed, the CSABH with the same parameters can still play a good wide frequency damping effect, showing the robustness of the damping. The wide frequency, high efficiency and high robustness of CSABH in the vibration control of pipeline structures are verified experimentally.

Key words: vibration suppression; acoustic black hole; pipeline structure; wide frequency; robustness

作者简介: 庄秋阳(1998—),男,硕士研究生。E-mail: zqy1013@nuaa.edu.cn。

通讯作者: 季宏丽(1983—),女,博士,教授,博士生导师。E-mail: jihongli@nuaa.edu.cn。