

管内残留气体对充液管路声阻抗测量的影响*

龚京凤¹, 常建伟¹, 宣领宽¹, 靳国永², 徐志云³

(1. 武汉科技大学汽车与交通工程学院 武汉, 430065)

(2. 哈尔滨工程大学动力与能源工程学院 哈尔滨, 150001)

(3. 汉江国家实验室 武汉, 430061)

摘要 准确测量管路元件在充液状态下的声阻抗是充液管路系统声学设计的关键环节, 而声阻抗试验中管内残留气体的存在对测试结果有显著影响。针对这一问题, 以具有理论解的直管声阻抗为分析对象, 通过数值仿真, 系统探究了气体存在形式及分布位置对声阻抗特性的影响。数值分析表明: 离散气泡及气层会使声阻抗整体小于理论解, 而且在高频处存在不合理的波动, 气体含量越高, 声阻抗起始波动频率越低, 声阻抗偏离理论解越大; 相同体积含量的残余气体对横置式声阻抗测量影响较大, 而对竖置式声阻抗测量几乎没有影响。基于上述分析提出 2 种优化方案改善试验时气体对声阻抗测量的影响, 并采用末端堵塞法开展试验研究验证数值分析结论。结果表明: 经提出的排气方案处理后, 横置式声阻抗测试结果与理论解的整体吻合度明显提升, 但在 100 Hz 以上频段仍存在局部波动; 提出的竖置式声阻抗测量方案测量结果与理论解吻合良好, 与数值分析结论一致。

关键词 充液管路; 残留气体; 末端堵塞法; 声阻抗

中图分类号 TB52; TH136

0 引言

充液管路系统是船舶管路系统的重要组成部分, 其在输送流体的同时也会将泵组、阀门等元件产生的振动噪声沿管路传递出去。特别是通海管路系统内的水噪声会随管内水介质在大海中远距离传输, 对舰船声隐身性能产生关键性影响。因此, 开展充液管路系统的定量声学设计对于管路系统的振动噪声控制具有重要意义, 而管路元件的声阻抗是开展管路系统声学评估的关键参数。

声能量在管系中的传递及管口辐射噪声特性与各管路元件声阻抗密切相关。简单管路元件(如直管、弯管等)的声阻抗(即四端参数)可通过解析法获得。对于典型减振降噪元器件(如挠性接管、阻抗复合型消声器), 其声阻抗特性受材料非线性及流体-结构相互作用等因素耦合影响, 难以通过理论建模获得普适性解析解, 往往需要通过试验法获得^[1-2]。现有文献报道中, 多基于管内平面波的基本理论假设^[3-4], 采用双端口的声阻抗测量方法获得管路元件声阻抗^[5], 通常可分为 2 类: ①改变声负载的方式, 包括双负载法^[6-7]和末端堵塞法; ②改变声源的方式, 主要为双声源法^[8-9]。

在管路元件声阻抗试验中, 由于管路内壁不完全光滑、管路连接处有缝隙或凸起、液体介质本身含有微量气体成分等, 充液后可能在介质内部或管壁附近出现孤立气泡、离散气泡群或气层等^[10-11]。目前, 关于气泡对管路元件声阻抗测量影响的研究鲜有报道。姚文苇等^[12]基于声压与质点速度的边界条件, 研究了含有气泡液体内部声波的传播, 结果发现声速随气泡体积分数的增大而减小。刘博繁等^[13]基于海水介质, 研究发现气泡的存在使海水中的声速有较明显的下降。杨显锋^[14]针对气液两相的流场和声场研究发现, 气泡以层状或点状的形式分布在管路系统中, 会改变声波在管内的传播特性。可见, 气泡的存在可能会影响基于平面波假设的声阻抗测量结果的准确性。

笔者以具有声阻抗理论解的直管为分析对象, 结合试验观察到的残留气体形式, 利用数值仿真方法研究不同形式的残留气体对声阻抗的影响规律。利用末端堵塞法测量得到声阻抗, 验证数值分析的正确性, 并进一步研究不同形式测量台架所测声阻抗对残留气体的敏感性, 从而为管路元件声阻抗的分析与测量提供理论依据。

* 国家自然科学基金资助项目(51909197); 汉江国家实验室开放基金资助项目(KF2024016)

收稿日期: 2025-08-10; 修回日期: 2025-09-19

1 声阻抗理论

考虑到直管声阻抗具有精确的解析解,不失一般性,笔者以直管为研究对象,结合数值法和试验法研究气泡对声阻抗的影响机理。

对于直管,如图1所示的其声阻抗四端网络模型^[15-16]可用声压 P 和体积振速 Q 表示,关系式为

$$\begin{bmatrix} P_{in} \\ P_{out} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{in} \\ Q_{out} \end{bmatrix} = Z \begin{bmatrix} Q_{in} \\ Q_{out} \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中: Z_{11} 为部件输入端的输入声阻抗; Z_{22} 为部件输出端的输入声阻抗; Z_{12} 为部件输出端传向输入端的传递声阻抗; Z_{21} 为部件输入端传向输出端的传递声阻抗。

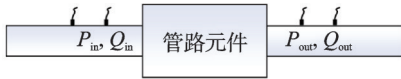


图1 声阻抗四端网络模型

Fig.1 Four-terminal network model of acoustic impedance

1.1 理论法

充水直管段的声阻抗可利用文献[17]建立的基于流固耦合(fluid-structure interaction, 简称FSI)14方程模型的传递矩阵法^[18-19]进行求解。该方法能够考虑流体与固体之间的耦合作用,有效弥补传统直管声阻抗解析解在声固耦合边界处理方面的不足,计算结果更加接近实际管路的声学特性。同时,该方法相较于数值法,具有较高的计算效率,可用于验证试验结果的准确性。直管FSI 14方程可写为

$$A \frac{\partial y(z, t)}{\partial t} + B \frac{\partial y(z, t)}{\partial z} + Cy(z, t) + D = 0 \quad (2)$$

其中: A 为14阶单位矩阵; B 为 $\partial y(z, t)/\partial z$ 的系数矩阵; C 为 $y(z, t)$ 的系数矩阵; D 为常数项系数矩阵; $y(z, t)$ 为直管的状态向量。

$y(z, t)$ 共有14个变量,其表达式为

$$y(z, t) = \begin{bmatrix} V_f & P_f & u_z & f_z & u_y & f_y & \theta_x \\ m_x & u_x & f_x & \theta_y & m_y & \theta_z & m_z \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

其中: V_f 为流体截面的平均脉动压力; P_f 为管内流体截面的平均压力; u_z 为管壁轴向位移; f_z 为管壁轴向作用力。

在 $y-z$ 平面内, $y(z, t)$ 有4个变量:横向剪切力 f_y 、位移 u_y 、弯矩 m_y 及转角 θ_y 。在 $x-z$ 平面内, $y(z, t)$ 也有4个变量,在扭转方向有2个变量:扭矩 m_z 和转角 θ_z 。其中: V_f 、 P_f 为计算声阻抗四端参数所需的变量。

1.2 数值模拟法

借鉴文献[17]中使用的考虑声固耦合的管路元件声阻抗数值模拟方法,利用数值仿真模拟双负载法测量声阻抗,模拟得到不同残留气体形式下的直管段声阻抗。图2为数值双负载法原理图。

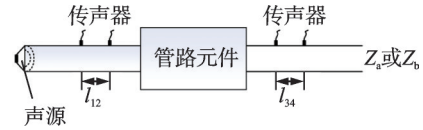


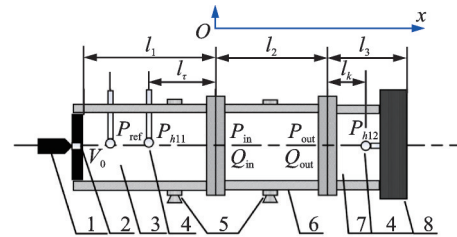
图2 数值双负载法原理图

Fig.2 Schematic diagram of the numerical double-load method

充液管路内部残留的气体会改变管内声波的传播状态,其对声波传播的影响主要表现为复合型声学干扰。在气液两相介质中,声波传播路径因在气液交界面处的折射和反射而改变,从而影响声阻抗的测量结果。笔者将通过仿真方法验证气泡和气层对阻抗测量的影响。

1.3 试验法

笔者使用末端堵塞法测量直管段声阻抗。末端堵塞法是利用构建末端绝对硬的声学边界条件以获得特殊求解条件的方法^[20]。图3为末端堵塞法测量台架示意图。前测量腔通过被测部件与后测量腔相连,前、后测量腔内分别布置水听器测量管内声压信号,声激励端布置加速度传感器测量激励端的振动速度。



1-声激励装置; 2-加速度传感器; 3-前测量腔; 4-水听器; 5-支撑; 6-被测部件; 7-后测量腔; 8-刚性背衬

图3 末端堵塞法测量台架示意图

Fig.3 Schematic diagram of the end blocking method test bench

建立如图3所示的坐标系,设被测部件的声波输入位置为 $x=0$,坐标轴 x 的正方向为声波传播方向,被测部件声阻抗可表示为

$$\left\{ \begin{aligned} Z_{11} &= \frac{P_{in}}{Q_{in}} \Big|_{Q_{out}=0} = \frac{j\rho c \cos(kl_1) - jH_{v1}\rho c \sin(kl_\tau)}{S \sin(kl_1) + jH_{v1}\rho c \cos(kl_\tau)} \\ Z_{21} &= \frac{P_{out}}{Q_{in}} \Big|_{Q_{in}=0} = \frac{j\rho c}{S} \frac{H_{21} \cos(k(l_1 - l_\tau)) \cos(kl_3)}{\cos(k(l_3 - l_k)) (\sin(kl_1) + jH_{v1}\rho c \cos(kl_\tau))} \end{aligned} \right. \quad (4)$$

其中: j 为虚数单位; 对于直管段 $Z_{11}=Z_{22}$, $Z_{12}=Z_{21}$ 。

2 残留气体的影响

2.1 直管段声阻抗测量结果

直管段的通径为 DN200, 其总长为 $l = 0.8 \text{ m}$, 待测段长度为 0.3 m , 管道物理参数如表 1 所示。

表 1 管道物理参数

Tab.1 Pipeline physical properties

直管参数	数值	水介质参数	数值
内半径/m	0.099 5	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	1 000
待测长度/m	0.3	声速(不考虑耦合)/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	1 500
管道壁厚/m	0.01	流速	0
弹性模量/Pa	2×10^{11}	体积弹性模量/Pa	2.25×10^9
密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	7 850		
泊松比	0.3		

在管道、波导或封闭腔体中, 平面波假设仅在工作频率低于首阶高阶模的截止频率时成立, 即临界频率以下。

$$f_c = \frac{1.84c}{2\pi a} \quad (5)$$

其中: f_c 为截止频率; c 为声速; a 为管道内半径。

根据表 1 及式 (5), 计算得到 DN200 管道的截止频率 $f_c = 4\,417 \text{ Hz}$ 。由于该值远高于研究频段的上限 $1\,000 \text{ Hz}$, 因此本研究频段内平面波假设成立。

根据图 3 设计的横置式声阻抗测量台架装置如图 4 所示。采用普通的排气处理方法排气后, 使用 DH 41002 激振机在管路前端进行激励, 其接收扫频信号的范围为 $10 \sim 1\,000 \text{ Hz}$, 频率扫速为 20 Hz/s 。利用 BK 4534-B 加速度传感器采集激励端面的振速信号, 使用 BK 8103 水听器在布置的 3 处测点处采集水声信号, 使用 BK 3053 数据采集仪进行数据采集。

采用横置注水方式进行注水, 未进行特殊排气操作, 试验测得直管段声阻抗测量结果如图 5 所示。

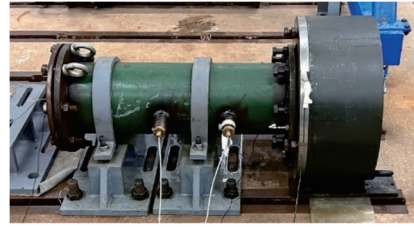


图 4 横置式声阻抗测量台架装置

Fig.4 Diagram of the horizontal acoustic impedance test bench device

可以看出, 试验测得的声阻抗幅值整体上小于理论值, 且在部分频段内存在不合理波动, 初步推测是由于管内存有气层或气泡所引起的。

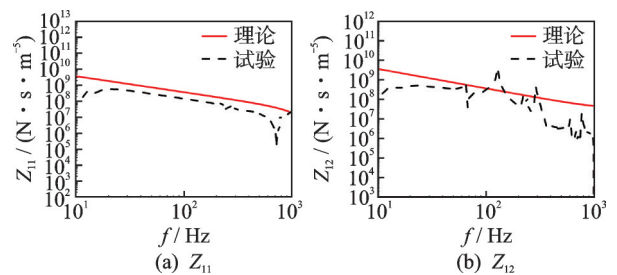


图 5 直管段声阻抗测量结果(普通排气)

Fig.5 Measurement results of acoustic impedance in straight pipe sections (unvented)

2.2 仿真分析

由于钢管难以观测管内残留气体的分布情况, 为模拟横置式阻抗试验台架布置形式, 采用亚克力透明材质管路观测充水后气泡分布形态。亚克力管路横置注满水状态如图 6 所示。可以看到, 管路内壁存在明显气泡附着现象, 甚至在部分区域形成连续气层。因此, 后续基于数值法分别设计数值算例, 分析离散气泡、连续气层对直管段声阻抗的影响。

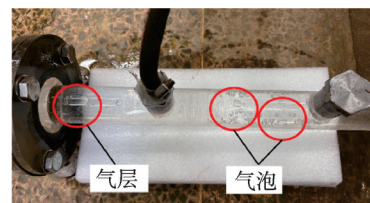


图 6 亚克力管路横置注满水状态

Fig.6 The acrylic pipe is placed horizontally and filled with water

2.2.1 气泡的影响

基于数值法模拟直管段声阻抗测量。首先, 根据观测到的气泡形式, 在 COMSOL 的声-固耦合多物理场下建立管壁固体及管内流体域; 然后, 在流体

域中切割出气泡区域,以实现液体与气泡的空间区分。对流体域赋予流体声学的物性参数,对气泡域赋予气体声学的物性参数,从而在同一计算域内实现液-气两相的准确表征;最后,在管内布置若干大小不一的孤立气泡及气泡群,共计34个气泡。管内随机气泡分布如图7所示。依据声学计算所需一个波长内包含有6个网格的最小网格尺寸要求,模型总网格数为96 857,频率步长为10 Hz。将数值计算得到的声阻抗与理论解(无气泡)对比。图8为管内气泡对声阻抗的影响。可以看到,气泡的存在使计算得到的声阻抗整体小于理论解,含气泡声阻抗结果与理论值在10~1 000 Hz频段内的平均相对偏差分别为5.38%和6.60%,且在高频处存在不合理的波动,与试验观测到的现象一致。

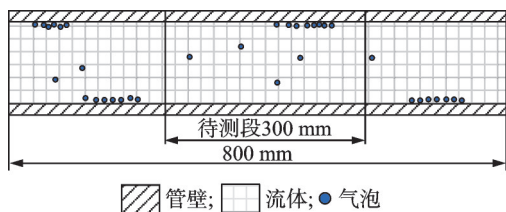


图7 管内随机气泡分布

Fig.7 Random bubble distribution map inside the tube

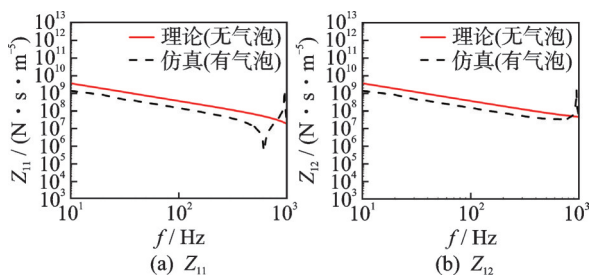


图8 管内气泡对声阻抗的影响

Fig.8 The influence of bubbles in the tube on acoustic impedance

2.2.2 气层的影响

1) 横置式声阻抗计算模型。声阻抗测量平台采用横置安装方式时,在未进行排气操作的情况下直接向管内注入水介质,会导致管壁残留气层(可能连续或非连续)。为研究该现象的影响,建立如图9所示的横置式声阻抗计算模型气层示意图。模型A为在管上方留有1 mm或2 mm厚的连续气层,模型B为在管上方留有1 mm的非连续气层。不同气层形式时横置式声阻抗计算结果如图10所示。可以看出,含有气层的声阻抗幅值整体上小于理论解,且随着连续气层厚度的增加(1 mm变为2 mm),管内气层体积分数由0.072%增加到0.171%,参数 Z_{11} 与

理论值的平均相对偏差由7.23%增长至7.75%。笔者采用的平均相对偏差定义为:声阻抗计算值与理论值之间的绝对偏差除以理论值后,再取其平均值。可以得出,随着气体含量的增加,声阻抗结果与理论值偏差越大。3种含气工况下声阻抗平均相对偏差数据如表2所示。

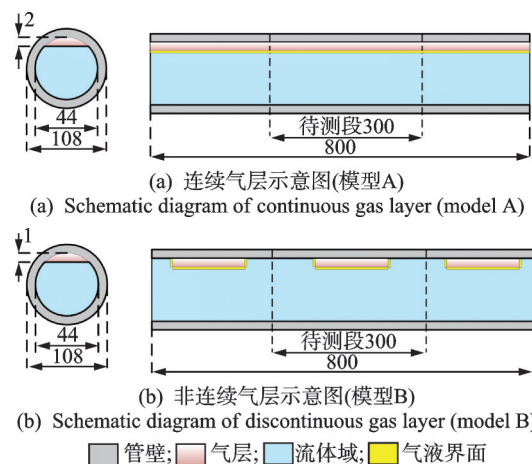


图9 横置式声阻抗计算模型气层示意图(单位: mm)

Fig.9 Schematic diagram of the gas layer in the transverse acoustic impedance calculation model (unit: mm)

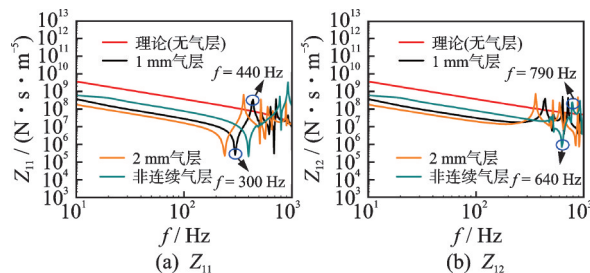


图10 不同气层形式时横置式声阻抗计算结果

Fig.10 The calculation results of transverse acoustic impedance under different gas layer forms

表2 声阻抗平均相对偏差数据

Tab.2 Average relative deviation of acoustic impedance %

声阻抗参数	非连续气层	1 mm 气层	2 mm 气层
Z_{11}	2.53	7.23	7.75
Z_{12}	6.78	9.15	9.25

伴随气体体积分数的增加,声阻抗幅值减小。这是由于空气夹层与液体路径形成并联声学通路,等效声阻抗 Z_{All} 主要受较小的空气声阻抗 Z_{Air} 主导(Z_{Air} 远小于液体的声阻抗 Z_{Liquid})。3种工况下,高频声阻抗均表现出剧烈波动,声阻抗波动起始频率如表3所示。可以看出,含气率越高,波动幅度越大,波动起始频率越低。

表 3 声阻抗波动起始频率

Tab.3 The starting frequency of acoustic impedance fluctuations

声阻抗参数	非连续气层	1 mm 气层	2 mm 气层
Z_{11}	320	230	180
Z_{12}	470	310	240

为进一步分析含气管内声阻抗高频波动的原因,对管内声压分布进行数值分析。1 mm 厚气层-横置式声阻抗计算声压等值面云图如图 11 所示。图 12 为非连续气层-横置式声阻抗计算声压等值面云图。可以看出:在低频,管内声波主要为平面波,声阻抗仍然呈现线性规律,未出现明显波动;在中高频,管内明显出现三维波,声阻抗结果也出现明显波动,这是由于管内存在气液界面,声波从气相进入液相时,受两者之间声阻抗差异的影响,会发生反射和折射,声波的传播模式变得更加复杂;在高频,声波波长较短,声波会在界面上发生更强的散射,这种散射效应导致声波不再沿直线传播,从而出现了三维波的传播,使得声压与质点振速不再是简

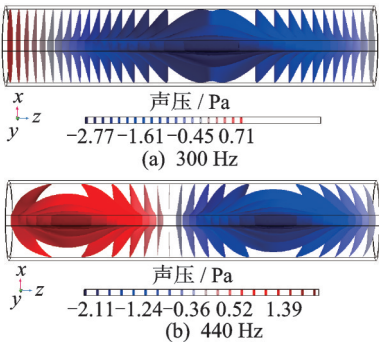


图 11 1mm 厚气层-横置式声阻抗计算声压等值面云图
Fig.11 Cloud map of isosurface of sound pressure for a 1mm thick gas layer - transverse acoustic impedance calculation

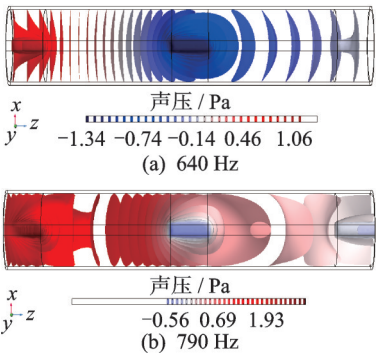


图 12 非连续气层-横置式声阻抗计算声压等值面云图
Fig.12 Cloud map of isosurface of sound pressure for discontinuous gas layer - transverse acoustic impedance calculation

单的线性关系。同时,由于气液两相交界面沿管路轴向分布,因此声波在整个管内传播均会受到气液两相交界面影响。

2) 竖置式阻抗计算模型。经试验发现,声阻抗测量平台采用竖置式安装方式时,气体主要集中在管路上端口附近。为进一步研究残留气层的影响,建立如图 13 所示的竖置式阻抗计算模型 C。上端气层体积分数设为 0.171%,与横置式阻抗计算模型 A 的管路尺寸、气层的体积分数相同。可以看到,当气层聚集在激励端附近时,管内的气液交界面由沿管路轴向分布转为沿管路径向分布,即气液交界面变成管内某一径向截面,有效缩短了声波在气液两相界面发生折射和反射的传播路径,且当声波穿越气液两相区域从空气进入水中后,不再受到气液两相区的影响,在管内呈良好的平面波形式传播。

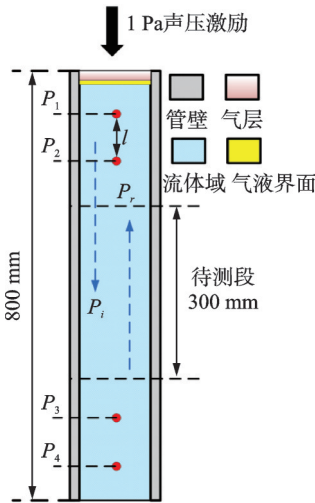


图 13 竖置式阻抗计算模型 C
Fig.13 Vertical impedance calculation model C

图 14 为竖置式阻抗计算声压等值面云图。可以看出,在 10~1 000 Hz 内声波整体以平面波形式

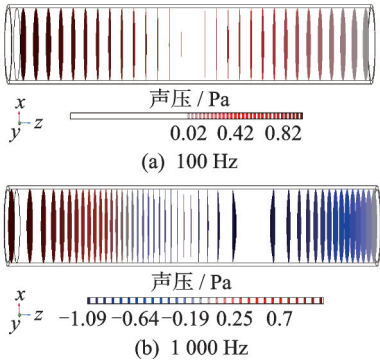


图 14 竖置式阻抗计算声压等值面云图
Fig.14 Cloud map of the isosurface of sound pressure calculated by vertical impedance

传播,声压与振速之间有良好的线性关系。由于4个声压测点($P_1 \sim P_4$)均位于气层下方的纯流体无干扰区域,因此利用这4个声压测点波分解得到的被测段出入口声压与振速均未受气层或气泡影响。

与具有相同含气率的模型A得到的声阻抗相比,基于模型C得到的声阻抗与理论结果具有很好的一致性。竖置式阻抗计算结果如图15所示。可以看出,采用竖置式试验台架测量声阻抗时,气层对测量结果的影响较小。

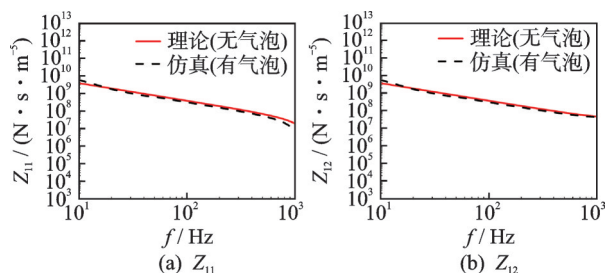


图15 竖置式阻抗计算结果

Fig.15 The calculation result of vertical impedance

3 试验验证

3.1 试验装置验证

在进行试验前,对试验装置进行相关验证,使其满足声阻抗测试装置的要求,排除试验装置对声阻抗测试产生的影响。

鉴于笔者研究均基于平面波假设,因此对自制类活塞声源激励装置进行试验,验证其在管内是否能产生平面波。平面波验证装置如图16所示。图17为平面波验证结果。可以看出,在激励装置激励下,距声源相同距离的两水听器采集的声压信号吻合良好,验证了管内为平面波,排除了由于激励装置可能引入的非平面波对试验结果的干扰。

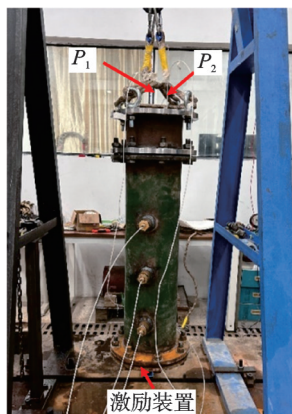


图16 平面波验证装置

Fig.16 Plane wave verification device

依据测试标准要求,试验时,激励端截面位置处振动加速度信号与前测量腔、前支撑、后测量腔等截面位置处的振动加速度信号振级落差应大于20 dB。经计算,落差均值为56 dB,满足标准要求的振级落差。

试验的边界条件、装置结构以及环境因素均可能对结果产生一定影响。为减小此类因素带来的影响,在试验装置设计与安装中应尽可能接近理想边界条件,并通过多次重复试验与理论计算结果的对比分析,对数据进行验证,从而保证所得结论的可靠性与有效性。

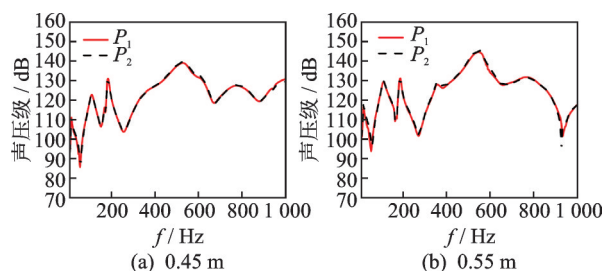


图17 平面波验证结果

Fig.17 Plane wave verification results

3.2 气泡的排除

由于普通的排气方法排气效果较差,本试验采用真空泵(气体、液体均可抽取)进行排气。测量台架安装完成后,通过水听器安装套筒将管路与真空泵连接,同时利用另一套筒进行注水。所有连接均采用螺纹连接,以保证系统的密闭性。启动真空泵进行排气,当真空压力表显示真空度达到约85%时开始注水,此时一边注水一边抽气,直至真空泵排气管中有水被抽出,排气过程结束。

为验证该方法对残留气体排除的效果,在水听器安装套筒处倒置3个去底水瓶,并装满水形成一定的压力差。图18为气泡排除装置示意图。依次抬高管道两端并保持一段时间,使气泡沿管道上升并从水瓶逸出,水瓶中的水将自动补充气泡腾出的管内空间。多次重复该过程,并未观测到气泡逸出水瓶,这验证了上述真空泵排气方法的有效性。

3.3 横置式声阻抗测量

采用图18所示的装置测量得到管路声阻抗,图19为横置式声阻抗测量结果对比。可以看到:测量得到的声阻抗 Z_{11} 在中低频段均与理论解吻合良好,但在高频段略低于理论解;声阻抗 Z_{12} 在10~100 Hz基本保持线性分布,与理论解吻合良好,但在100~

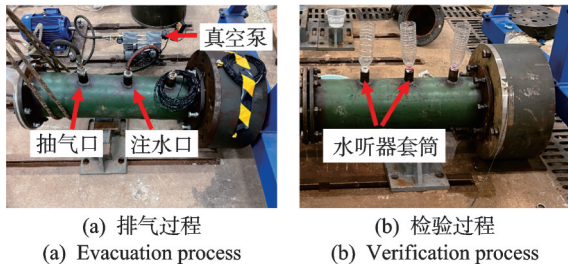


图 18 气泡排除装置示意图

Fig.18 Schematic diagram of the bubble elimination device

1 000 Hz 频段出现波动,推测是由于横置试验时,管内仍残留少量无法排出的气泡,从而影响试验测量的准确性。该测量结果与普通排气的测量结果相比,精度有显著提高,验证了真空泵排气方法在阻抗测量中的有效性。

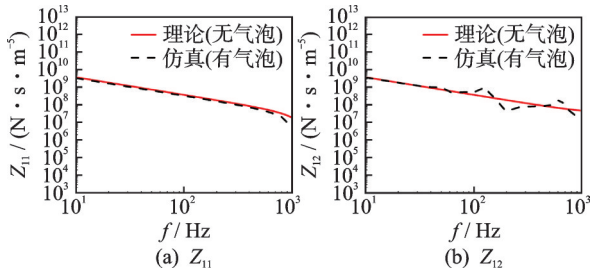


图 19 横置式声阻抗测量结果对比

Fig.19 Comparison chart of horizontal acoustic impedance test results

3.4 竖置式声阻抗测量

将试验装置直接调转为竖置状态,不再进行额外排气处理。刚性背衬置于地面,激励装置位于管路顶端。竖置式声阻抗测量装置如图 20 所示。

将竖置式试验装置测量的声阻抗结果与理论结果进行对比,图 21 为竖置式声阻抗测量结果对比图。测量得到的声阻抗 Z_{11} 和 Z_{12} 与理论结果在 10~



图 20 竖置式声阻抗测量装置

Fig.20 Diagram of vertical acoustic impedance testing device

1 000 Hz 的频段内吻合良好,不存在不合理的波动。结合仿真分析及横置式声阻抗测量结果可知,管内残留气泡对于竖置式声阻抗测量的影响较小。

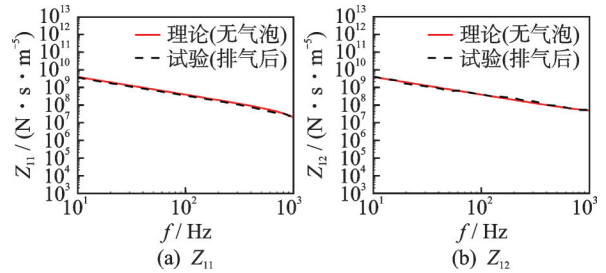


图 21 竖置式声阻抗测量结果对比图

Fig.21 Comparison chart of vertical acoustic impedance test results

4 结 论

1) 试验研究发现,管内气体主要有离散气泡和气层 2 种存在形式。

2) 数值分析表明,离散气泡、气层都会导致声阻抗整体小于理论解(不含气体),且在高频处存在不合理的波动。管内气体含量的多少对声阻抗幅值以及不合理波动出现的起始频率有显著影响。当管内气体含量由 0.072% 增加到 0.171% 时,声参数 Z_{11} 与理论值的平均相对偏差由 7.23% 增长至 7.75%, Z_{12} 与理论值的平均相对偏差由 9.15% 增长至 9.25%。同时,气体含量的增加导致直管声阻抗参数 Z_{11} 的波动起始频率由 230 Hz 提前至 180 Hz,参数 Z_{12} 也呈类似规律。可见,气体含量越高,声阻抗幅值越小,发生不合理波动的起始频率越低。

3) 试验经真空泵排气方法处理后,横置式测量精度显著提高,验证了真空泵排气相较于普通排气方法的有效性。同时,数值分析与试验均表明笔者提出的竖置测试方案受管内气体影响较小,测量结果与理论解吻合良好。

参 考 文 献

- [1] 谢丽萍,卢炽华,沈健,等.对称消声器传递损失测量及误差修正[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(6): 1083-1090.
XIE Liping, LU Chihua, SHEN Jian, et al. Research on transmission loss measurement and error correction of symmetric muffler[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(6): 1083-1090. (in Chinese)
- [2] 甄冬,王梓宇,刘晓昂,等.汽车空调管路气动噪声分析

- 与控制研究[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(6): 1234-1241.
- ZHEN Dong, WANG Ziyu, LIU Xiaolang, et al. Analysis and control of aerodynamic noise of automobile air-conditioning ducts [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(6): 1234-1241. (in Chinese)
- [3] 宫建国, 马宇山, 崔巍升, 等. 汽车消声器声学特性的声传递矩阵分析[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 636-641.
- GONG Jianguo, MA Yushan, CUI Weisheng, et al. Numerical analysis on acoustic characteristics of automotive exhaust muffler by transfer matrix method[J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(6): 636-641. (in Chinese)
- [4] 姜哲. 声场中声能量与传递[J]. 振动工程学报, 1999(1): 128-134.
- JIANG Zhe. Acoustical energy and transfer in a sound field [J]. Journal of Vibration Engineering, 1999(1): 128-134. (in Chinese)
- [5] ABOM M. Measurement of the scattering-matrix of acoustical two-ports[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1991, 5(2): 89-104.
- [6] DOUTRES O, SALISSOU Y, ATALLA N, et al. Evaluation of the acoustic and non-acoustic properties of sound absorbing materials using a three-microphone impedance tube[J]. Applied Acoustics, 2010, 71(6): 506-509.
- [7] HUA X, HERRIN D W. Practical considerations when using the two-load method to determine the transmission loss of mufflers and silencers[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2013, 6(2): 1094-1101.
- [8] PEDROSA A M, DENIA F D, FUENMAYOR F J, et al. Experimental measurement of acoustic properties by a two source method with simultaneous excitation [C]//Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration. Rio de Janeiro, Brazil: ICSV, 2011: 879-886.
- [9] MUNJAL M L, DOIGE A G. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 141(2): 323-333.
- [10] 张阿漫, 李世民, 李帅, 等. 气泡动力学研究进展[J]. 力学学报, 2025, 57(1): 1-16.
- ZHANG Aman, LI Shimin, LI Shuai, et al. Advances in bubble dynamics research [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2025, 57(1): 1-16. (in Chinese)
- [11] 段向阳, 王永生, 苏永生, 等. 离心泵空化监测试验[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3): 385-388.
- DUAN Xiangyang, WANG Yongsheng, SU Yongsheng, et al. Experimental study of cavitation monitoring in centrifugal pump [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3): 385-388. (in Chinese)
- [12] 姚文苇, 鲜晓军. 含气泡液体内的声学参数研究[J]. 压电与声光, 2014, 36(4): 548-551, 554.
- YAO Wenwei, XIAN Xiaojun. Study on acoustic parameter in bubble-liquid medium [J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2014, 36(4): 548-551, 554. (in Chinese)
- [13] 刘博繁, 韩晶, 温风丹, 等. 气泡对声传播影响仿真研究 [C]//2018年全国声学大会论文集. 北京: 中国声学学会, 2018: 34-35.
- [14] 杨显锋. 管内气液两相流场和声场研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2014.
- [15] 王作为. 阻抗复合式排气消声器声学性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019.
- [16] LEE I, SELAMET A. Measurement of acoustic impedance of perforations in contact with absorbing material in the presence of mean flow [J]. Noise Control Engineering Journal, 2012, 60(3): 258-266.
- [17] 龚京凤, 李标标, 宣领宽, 等. 用于充液管路管内声传递特性分析的声传递综合法[J]. 振动与冲击, 2024, 43(24): 155-161.
- GONG Jingfeng, LI Biaobiao, XUAN Lingkuan, et al. A comprehensive method for analyzing acoustic transmission characteristics inside liquid filled pipelines [J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, 43(24): 155-161. (in Chinese)
- [18] 李帅军. 管路系统流固耦合动力学计算及特性分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
- [19] 李艳华. 考虑流固耦合的管路系统振动噪声及特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [20] CB 20745—2020 舰船水管路消声器声阻抗测试方法[S].



第一作者简介: 龚京凤, 女, 1986年3月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为振动噪声控制。曾发表《弹性元件动刚度测量台架设计及优化》(《振动与冲击》2023年第42卷12期)等论文。
E-mail: gongjingfeng@126.com

通信作者简介: 宣领宽, 男, 1987年2月生, 博士、副教授。主要研究方向为振动噪声控制。
E-mail: xuanlingkuan@163.com