

热粘性对发动机排气管道中噪声传播的影响^{*}

康钟绪[†] 季振林

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院 哈尔滨 150001)

摘要 声波在气体中传播时, 气体的热粘性效应会使声波产生一定程度的衰减, 且气体的声吸收系数随温度的升高而增大。由于发动机的排气温度较高, 热粘性效应引起的排气管道中的噪声衰减应加以考虑。基于准平面波理论, 首次计算了考虑热粘性效应时不同温度、流速和管道尺寸下排气管道中的传递损失, 分析了各参数对管道中噪声衰减的影响。结果表明, 随着温度和频率的升高热粘性声衰减增强, 而气流流速和管道直径的增加会降低直管中的热粘性声衰减。对于简单膨胀腔, 传递损失的预测结果表明, 热粘性效应使通过频率处的声衰减有所改善。

关键词 声衰减, 热粘性效应, 排气管道

Effect of thermo-viscosity on noise propagation in engine exhaust pipe

KANG Zhong-Xu JI Zhen-Lin

(School of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University,
Harbin 150001)

Abstract The thermo-viscosity of gas can attenuate the sound waves in the propagation, and the sound absorption coefficient is increased with temperature. In view of the higher temperature of the engine exhaust gas, the effect of thermo-viscosity on noise attenuation in an exhaust pipe needs to be considered. Based on the pseudo-plane-wave theory, transmission losses (TL) of exhaust pipes are calculated for the first time for different temperatures, flow velocities and pipe dimensions. The results show that increasing the temperature and frequency can enhance the sound attenuation of a straight pipe caused by the visco-thermal effect, while the increase in the flow velocity and pipe diameter will reduce the sound attenuation. Prediction of TL of a simple expansion chamber demonstrates that the effect of thermo-viscosity improves the sound attenuation somewhat at the pass frequencies.

Key words Sound attenuation, Visco-thermal effect, Exhaust pipe

2006-08-11 收稿; 2007-04-20 定稿

^{*} 国家自然科学基金资助项目 (10474016)

作者简介: 康钟绪 (1980-), 男, 河北深州人, 在读博士, 研究方向: 噪声振动控制。

季振林 (1965-), 男, 教授, 博士生导师。

[†] 通讯联系人 E-mail: zhongxu_kang@yahoo.com.cn

1 引言

排气系统是车、船动力装置中不可缺少的组成部分; 良好的排气系统不仅要有较低的阻力损失, 而且要有较高的噪声衰减。目前对发动机排气系统的声学模拟主要是在理想气体的假设下进行, 而发动机高温排气中的热粘性会对噪声传播产生一定影响。气体的热粘性主要由两种物理特性产生: 一是气体的热传导现象, 二是气体的粘滞性。气体的热传导现象会使声波传播时的压缩、膨胀过程成为不可逆过程, 造成声能量的损失; 而气体的粘滞性会使具有不同振速的相邻质点由于摩擦而造成能量的耗散, 进而使声波有所衰减^[1]。因此, 为提高发动机排气系统声学预测的精度, 气体的热粘性对管道中声传播的影响应加以考虑。

Kirchhoff 早在 1868 年就给出了管道内静态气体介质中声传播的完全解^[2], 之后 Tijdeman 总结了用无量纲量表示的静态气体中考虑热粘性效应时的声传播常数^[3]。Dokumaci 从基本方程出发, 经过轴对称声场简化, 利用迭代法得到了考虑气体热粘性效应和均匀管流情况下的声传播常数^[4]。然而, 温度对气体热粘性的影响, 以及在发动机排气管道内热粘性效应对噪声衰减的影响国内尚无研究报告发表。本文主要目的在于: (1) 研究热粘性对管道中声传播的影响; (2) 考查温度、流速和管道直径对由热粘性产生的管道中噪声衰减的影响。

2 考虑热粘性效应时管道中的声传播

在实际的发动机排气管道中存在的是具有一定流速的非理想流体, 在此种流体中的声传播方程需重新建立。

首先建立在考虑均匀流速、热粘性效应情况下的控制方程, 假设声场是轴对称分布的, 均匀流速为 u_0 , 各声学量与时间的函数关系是 $e^{j\omega t}$, ω 是圆频率。控制方程如下,

连续性方程:

$$j\omega\rho + u_0\frac{\partial\rho}{\partial x} + \rho_0\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r}\right) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\begin{aligned} j\omega\rho_0 u_x + \rho_0 u_0 \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial u_x}{\partial r}\right) \end{aligned} \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\begin{aligned} j\omega\rho_0 c_p T + \rho_0 c_p u_0 \frac{\partial T}{\partial x} \\ = j\omega p + u_0 \frac{\partial p}{\partial x} + \kappa\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) \end{aligned} \quad (3)$$

状态方程:

$$\rho = p/(RT_0) - T/(T_0/\rho_0) \quad (4)$$

式中 u_x 和 u_r 分别是管道内质点振速的轴向分量和径向分量; ρ 、 T 和 p 分别是密度波动、温度波动和声压, μ 是剪切粘性系数, κ 是热传导系数, R 是气体常数, c_p 是等压比热, 下标为“0”表示平均值。

考虑到管道壁面对气流的粘滞作用, 边界条件应为: 当 $r = a$ 时, $u_x = u_r = T = 0$; 当 $r = 0$ 时, $u_r = 0$ 并且 u_x 和 T 必须是有限值。

假设声场的各变量与 x 的函数关系是 e^{-jKkx} , $k = \omega/c$ 是理想情况下的波数, c 是声速, K 是未知的传播常数。声场中各变量可设为

$$p(x) = A \exp(-jKkx) \quad (5)$$

$$u_x(x, r) = p(x) H(r) \quad (6)$$

$$T(x, r) = p(x) F(r) \quad (7)$$

式中 A 是常数, H 和 F 是待定的关于 r 的函数。

将上述表达式代入 (2) 和 (3) 式中, 可得关于 H 和 F 的方程, 再应用边界条件, 可以得到用贝塞尔函数表示的解

$$H(r) = \frac{K}{\rho_0 c (1 - KM)} \left[1 - \frac{J_0(\beta r)}{J_0(\beta a)} \right] \quad (8)$$

$$F(r) = \frac{1}{\rho_0 c_p} \left[1 - \frac{J_0(\sigma\beta r)}{J_0(\sigma\beta a)} \right] \quad (9)$$

其中, K 如下待定, $\beta^2 = j(KM - 1)s^2/a^2$, $M = u_0/c$ 是均匀流的马赫数, $\sigma^2 = \mu c_p/\kappa$ 是普朗特数, $s = a\sqrt{\rho_0\omega/\mu}$ 是 Stokes 数, a 为管道的半径。

将 (5)~(7) 式代入状态方程 (4) 和连续方程 (1), 应用边界条件 $u_r|_{r=0} = 0$ 和 $u_r|_{r=a} = 0$ 可得到关于 K 的特征方程

$$1 + \frac{K^2}{\gamma(1-KM)^2} \frac{J_2(\beta a)}{J_0(\beta a)} = \frac{1-\gamma}{\gamma} \frac{J_2(\sigma\beta a)}{J_0(\sigma\beta a)} \quad (10)$$

其中, γ 为比热比。由于管道壁面对气流的粘滞作用^[1], 气流在壁面形成一层很薄但速度梯度很大的边界层。引入参量边界层厚度 $\theta = \sqrt{\mu/(\rho\omega)}$, 则 Stokes 数表示为 $s = a/\theta$, 所以 s 成为体现边界层对管内声波运动影响的重要参数。 s 较小时边界层的影响较大, 随着 s 的增加边界层的影响逐渐减小。对于内燃机排气系统来说, 其管道半径一般为几个厘米或更大, 在频率为 50Hz 时, s 会超过 30, 可以对 (10) 式进行近似处理, 并得到^[4]

$$K^\pm = \pm K_0/(1 \pm K_0 M) \quad (11)$$

式中, 上标“+”和“-”分别表示正向和负向传播波情况, K_0 是传播常数,

$$K_0 = 1 + (1-j)(\gamma-1+\sigma)/(\sqrt{2}\sigma s) \quad (12)$$

所以, (5) 式可以写成

$$p(x) = A \exp(-jK_0 k x / (1 + K_0 M)) + B \exp(jK_0 k x / (1 - K_0 M)) \quad (13)$$

然后, (4) 和 (6) 式可写成

$$c^2 \rho_m(x) = g_m^+ p^+(x) + g_m^- p^-(x) \quad (14)$$

$$\rho_0 c u_m(x) = h_m^+ p^+(x) + h_m^- p^-(x) \quad (15)$$

式中的下标“ m ”表示由近似处理得到的结果^[5], 其中

$$g_m^\pm \approx 1 - \frac{1-j}{s} \frac{\gamma-1}{\sigma} \sqrt{2(1 \pm K_0 M)} \quad (16)$$

$$h_m^\pm \approx \pm K_0 \left(1 + \frac{1-j}{s} \sqrt{2(1 \pm K_0 M)} \right) \quad (17)$$

公式 (13)~(17) 构成了管道内考虑流速和热粘性效应时声, 包括噪声, 传播的准平面波理论。

3 温度对热粘性声吸收系数的影响

根据 (13) 式可知, 在无流介质中的单向行波的声压公式可表示为

$$p(x) = A \exp(-jK_0 k x) \quad (18)$$

考虑到气体的热粘性声吸收, 将 (18) 式中的波数写成如下形式^[1]

$$K_0 k \approx k + (1-j)\alpha \quad (19)$$

于是 (18) 式表示为

$$\begin{aligned} p(x) &= A \exp(-j(k + (1-j)\alpha)x) \\ &= A \exp(-\alpha x) \exp(-j(k + \alpha)x) \end{aligned} \quad (20)$$

其中, α 为声吸收系数, $\exp(-\alpha x)$ 项体现了声压幅值随传播距离的衰减程度。

根据式 (12) 和 (19) 可得管道中由于气体热粘性而产生的声吸收系数 α 的表达式

$$\alpha = \frac{\sqrt{\omega}}{ac\sqrt{2\rho}} \left(\sqrt{\mu} + (\gamma-1) \sqrt{\frac{\kappa}{c_p}} \right) \quad (21)$$

此式是考虑了圆柱形管壁的粘滞作用并在轴对称坐标系下得到的吸收系数, 而声吸收系数的经典公式^[1]是只考虑了介质内部粘滞作用并在一维坐标系下得到的, 所以两者有较大差别, 甚至与频率的关系也不同, 前者与频率的平方根成正比, 而后者正比于频率的平方。这也能说明管道壁面的粘滞性起了相当大的作用。

可以看到管道中声吸收系数正比于气体的粘性系数和热传导系数的平方根, 反比于气体密度的平方根。

当压强不变时, 气体的粘性系数 μ 可由萨瑟兰公式^[6] 计算

$$\mu = \mu_0 (T/T_0)^{1.5} (T_0 + C) / (T + C) \quad (22)$$

式中, μ_0 为温度是 T_0 时气体的粘性系数, C 取决于气体的种类, 称为萨瑟兰常数。对空气来说, $\mu_0 = 17.16 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{s}$, $T_0 = 273.15 \text{K}$, $C = 110.6 \text{K}$ 。实验证实, 在压强不太高时, 压强对 μ 的影响很小。

粘性系数和热传导系数可以形成无量纲量普朗特数 $Pr = \mu c_p / \kappa$, 空气的普朗特数几乎与温度和压强无关, 所以 κ / c_p 几乎与粘性系数 μ 成正比。

声速与温度的关系式为

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (23)$$

式中, γ 和 R 几乎和温度无关。可见, 气体的粘性系数和热传导系数随温度的升高而增加, 声速正比于温度的平方根。为了定量的观察温度对声吸收系数的影响, 可以令

$$\chi = \alpha \frac{a\sqrt{2}}{\sqrt{\omega}} = \left[\sqrt{\mu/\rho} + (\gamma - 1) \sqrt{\kappa/c_p \rho} \right] / c \quad (24)$$

则气体的温度对声吸收系数的影响都体现在 χ 上, 图 1 为 χ 随温度变化的曲线。

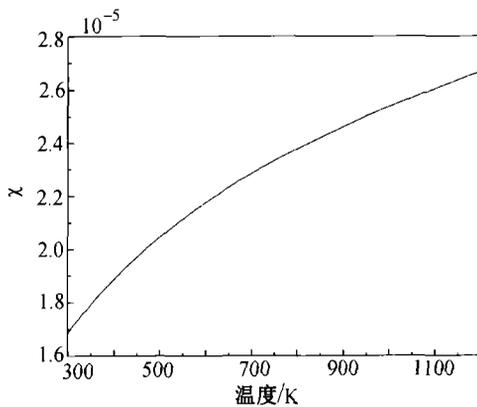


图 1 温度对 χ 的影响

可以看出, χ 随温度升高而增加。所以声吸收系数也是随温度的升高而增加的, 而声

压幅值的衰减程度也相应地随温度的升高而加大。发动机的排气温度较高 (通常可达 500°C 左右), 所以在进行发动机排气管道中声传播的计算时, 应该考虑热粘性对噪声衰减的影响。

4 管道中声传播的热粘性效应

首先考虑直管情况。在不考虑热粘性效应时, 直管中的声波将无衰减地传播; 而在考虑热粘性效应时, 直管中的声波在传播过程中会产生一定程度的衰减。利用式 (13)、(15) 和传递矩阵法^[7] 计算传递损失。图 2 为 500°C 温度下考虑热粘性效应时直管 (直径为 50mm , 长度为 1000mm) 两端的传递损失随频率的变化, 可见直管的传递损失随频率升高而增大。图 3 显示了温度对管道内传递损失的影响; 随着温度的升高, 传递损失逐渐增加。

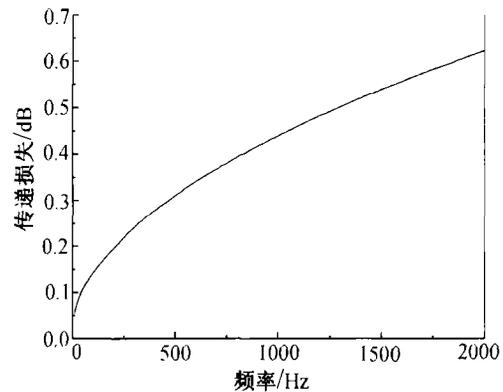


图 2 热粘性对直管传递损失的影响

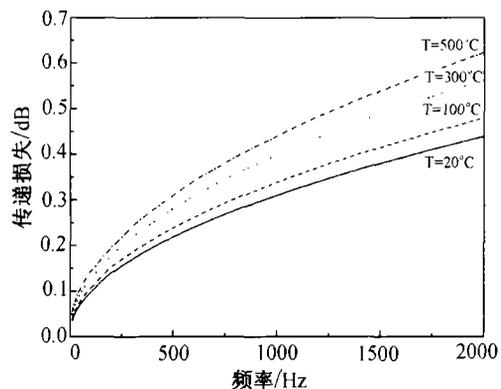


图 3 温度对直管传递损失的影响

在 500°C 温度下,管道的长度和直径对传递损失的影响如图 4 和 5 所示。可以看到,增加管道长度使热粘性产生的传递损失增大,管道长度增加一倍,传递损失也近似增加一倍。管道直径的增加使热粘性产生的传递损失降低。

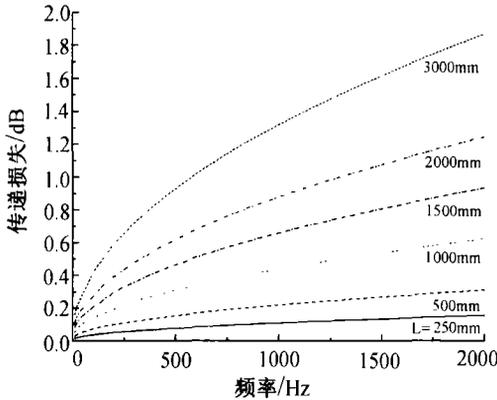


图 4 管道长度对直管传递损失的影响

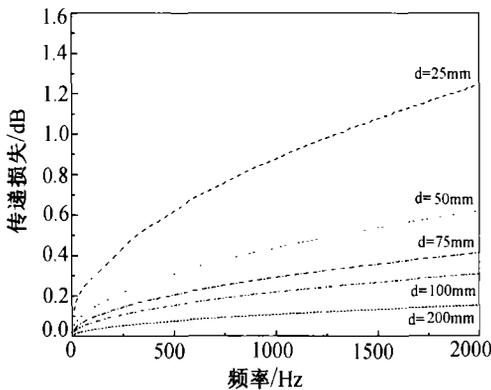


图 5 管道直径对直管传递损失的影响

图 6 为 500°C 时气流马赫数 M 对管道(直径为 50mm,长 1000mm)传递损失的影响。可以看到,随着马赫数增加,传递损失下降。

下面考虑简单膨胀腔。图 7 比较了考虑和不考虑热粘性效应时简单膨胀腔(进出口管直径 $d = 49\text{mm}$ 、腔体直径 $D = 164.4\text{mm}$ 、腔长 $L = 257.2\text{mm}$)内的传递损失。温度的变化会通过声速影响膨胀腔的通过频率,而通过频率对膨胀腔传递损失的影响十分显著,为了避免通过频率随温度变化造成的影响,膨胀腔内传递损失的比较只在温度为 500°C 时进行。可以

看到,两条曲线在图中的大部分频域范围内几乎重合,即热粘性效应的影响较小,只有在通过频率附近,热粘性效应的影响才比较明显。

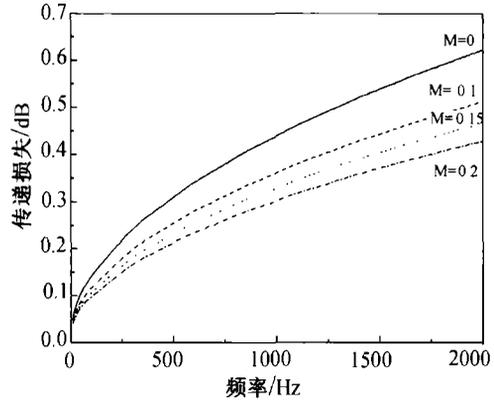


图 6 流速对直管传递损失的影响

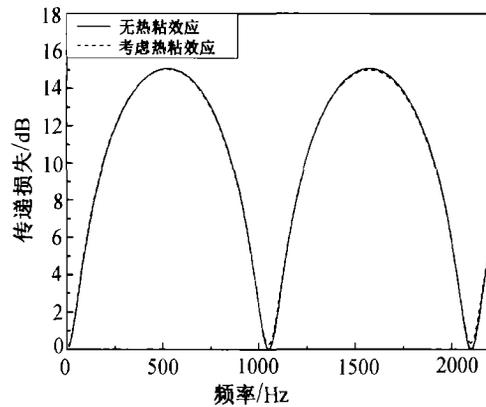


图 7 热粘性效应对膨胀腔传递损失的影响

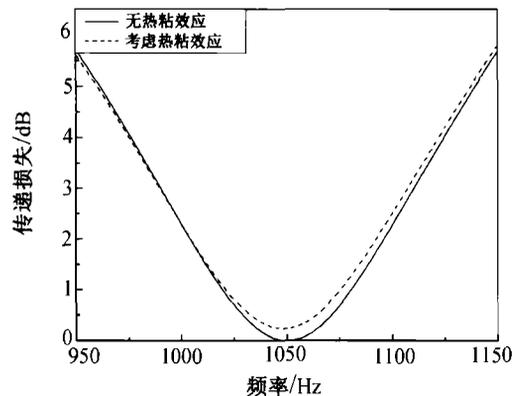


图 8 热粘性效应对膨胀腔通过频率处传递损失的影响

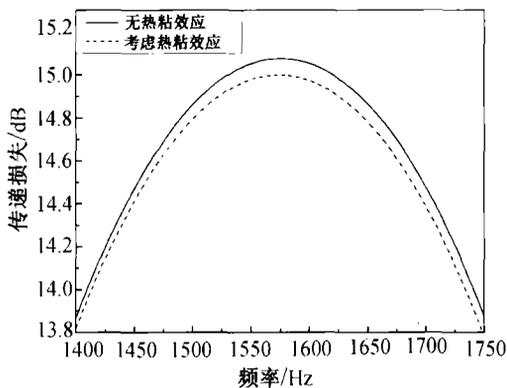


图 9 热粘性效应对膨胀腔峰值频率处传递损失的影响

图 8 和 9 为在膨胀腔的通过频率和峰值频率附近的传递损失曲线。可以看出, 在通过频率附近, 无热粘性影响时的传递损失为零, 考虑热粘性影响时的传递损失有一个约 0.5dB 的提高; 在峰值频率附近, 热粘性效应使传递损失降低了约 0.1dB。

5 结束语

本文从气体介质物理参数与温度的关系出发, 研究了温度对气体声吸收系数的影响。分析了气体热粘性对管道内声传递损失的影响。热粘性效应使在管道内的声传播产生了衰减, 并受多种因素影响。传递损失随着频率的升高而增大, 随温度的升高和管道长度的增加而增

大, 但随管道直径和气流流速的增加而降低。在膨胀腔中, 热粘性效应的影响主要体现在通过频率附近, 其次, 在峰值频率附近也有一定影响, 其它频率范围内影响很小。

在单独的声学单元中, 热粘性效应的影响可能较小, 但发动机的排气系统往往是由多个声学单元和较长的管道组成。所以为了提高计算精度, 热粘性效应对整个发动机排气系统的影响应加以考虑。

参 考 文 献

- [1] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础, 第二版. 南京: 南京大学出版社, 2001.
- [2] G. Kirchhoff. Ueber den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gase auf die Schallbewegung. Poggendorfer Annalen, 1868, 134: 177-193.
- [3] H. Tijdeman. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes. Journal of Sound and Vibration, 1975, 39: 1-33.
- [4] E. Dokumaci. Sound transmission in narrow pipes with superimposed uniform mean flow and acoustic modeling of automobile catalytic converters. Journal of Sound and Vibration, 1995, 182(5): 799-808.
- [5] E. Dokumaci. A note on transmission of sound in a wide pipe with mean flow and viscothermal attenuation. Journal of Sound and Vibration, 1997, 208(4): 653-655.
- [6] 王保国, 刘淑艳, 黄伟光. 气体动力学. 北京: 北京理工大学出版社, 2005, 42-44.
- [7] M. L. Munjal. Acoustics of ducts and mufflers. New York: A Wiley-Interscience Publication, 1987, 121-130.