

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2021.12.024

一种复合式广谱液压脉动衰减器的设计与分析

袁军¹, 江杭¹, 方正艳², 罗志¹, 王天生¹, 尹贵洪¹, 江凤先³

(1. 昭通学院 物理与信息工程学院, 云南 昭通 657000; 2. 昭通学院 教育科学学院, 云南 昭通 657000;
3. 玉溪师范学院 商学院, 云南 玉溪 653100)

摘要: 为了降低液压泵出口的压力脉动, 设计了一种复合式广谱液压脉动衰减器。该衰减器由1个扩张室、2个容积室、2个限流管和8个质量室构成。通过对复合式广谱液压脉动衰减器的参数进行合理配置, 可实现对多个频率段的脉动进行衰减。采用插入损失来评价复合式广谱液压脉动衰减器的衰减效果, 利用MATLAB软件对其衰减效果进行仿真, 并分析了脉动衰减器主要结构参数与衰减效果的关系。结果显示, 该液压脉动衰减器在20~1000 Hz的脉动频率范围内具有良好的衰减效果。复合式广谱液压脉动衰减器结构紧凑, 衰减频率带变宽, 衰减效果好, 符合设计要求。

关键词: 压力脉动; 复合式广谱脉动衰减器; 插入损失; 结构参数

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2021)12-0176-08

A Compound Wide-spectrum Hydraulic Pulsating Attenuator

YUAN Jun¹, JIANG Hang¹, FANG Zheng-yan², LUO Zhi¹, WANG Tian-sheng¹,
YIN Gui-hong¹, JIANG Feng-xian³

(1. Institute of Physics and Information Engineering, Zhaotong University, Zhaotong, Yunnan 657000;
2. School of Education and Science, Zhaotong University, Zhaotong, Yunnan 657000;
3. Business School, Yuxi Normal University, Yuxi, Yunnan 653100)

Abstract: In order to reduce the pressure pulsation at the outlet of hydraulic pump, a compound broad-spectrum hydraulic pulsation attenuator is designed. The attenuator consists of an expansion chamber, two volume chambers, two current limiting tubes and eight mass chambers. Through the rational configuration of the parameters of the complex wide spectrum hydraulic pulsating attenuator, the pulsating attenuation of multiple frequency segments can be realized. The insertion loss is used to evaluate the attenuation effect of the complex wide spectrum hydraulic pulsating attenuator, and MATLAB simulates the attenuation effect, and analyzes the relationship between the main structural parameters of the pulsating attenuator and it. The results show that the hydraulic pulsating attenuator has a good damping effect in the range of 20~1000 Hz pulsating frequency. The composite wide spectrum hydraulic pulsating attenuator has compact structure, high attenuation frequency and bandwidth, and good attenuation effect. It meets the design requirements.

Key words: pressure pulsation, composite broad-spectrum pulsation attenuator, insertion loss, structural parameters

引言

随着液压系统的高压化进程, 液压系统的降噪技术成为液压技术发展的关键。为了降低液压系统脉动造成的噪声, 前人开展了大量的研究^[1-11], 安装液压脉动衰减器来降低脉动是一种主要的途径^[12]。

干涉型液压脉动衰减器(Herschel-Quincke管分流

管式液压脉动衰减器)基于波的干涉原理, 将相位相反、频率相同的脉动相互叠加。杨帆等^[13-14]对扩张室

收稿日期: 2021-01-04

修回日期: 2021-03-19

作者简介: 袁军(1997—), 男, 云南昭通人, 学士, 主要研究方向为液压系统的减振和降噪。

脉动衰减器的研究表明,扩张室脉动衰减器对 1000 Hz 以上的脉动衰减效果好,对 1000 Hz 以下的脉动衰减效果不明显,这种液压脉动衰减器所需体积较大。CHAITANYA P 等^[15]研究了壁厚对扩张室进出口周向修正的影响,提高了扩张室液压脉动衰减器的理论可靠性。MIKOTA J 等^[16]设计了一款结构振动式液压脉动衰减器,以柱塞式质量块振动吸收液压脉动能量,该衰减器在 50 ~ 350 Hz 范围内脉动衰减达到 10 dB 以上,但这种脉动衰减器采用“质量-弹簧”结构,如果要设计成多个共振频率的系统,则结构复杂。KELA 等^[17-18]通过控制活塞在腔体内的位置以改变腔体容积,从而调节液压脉动衰减器的固有频率,但只适用于 0.3 MPa 以下的低压系统。贺尚红等^[19]、贾佳文等^[20]设计了一种薄板振动式脉动衰减器,用弹性薄板代替结构振动式液压脉动衰减器中的“质量+弹簧”组件,薄板振动式脉动衰减器在 110 ~ 140 Hz, 310 ~ 420 Hz 范围内脉动衰减达到 10 dB 以上,但其对于中高频段脉动的消减作用不够显著。MAREK K A 等^[21]设计了一种加压气囊式的线性多模态模型液压噪声抑制器,其作用机理类似有阻尼的振动吸振器,所提出的理论模型在频率为 1300 ~ 2300 Hz 下与实验数据吻合良好,但其结构复杂,体积庞大,难以在实际应用中推广。董蒙等^[22]对气囊式蓄能器吸收脉动的动态特性进行了分析,提高了气囊式蓄能器的理论可靠性。

上述液压脉动衰减器都是在某个频率段内衰减脉动,频率选择性很强、频带窄。随着液压系统向高压化方向发展,传统液压脉动衰减器在紧凑性和频率特性上的问题日渐突出,而由于工程实际中液压泵的工作复杂性,普通液压脉动衰减器难以满足工程液压系统中液压泵产生的脉动频率段的消振需求。

基于以上分析,将扩张室、H 型液压消音器的优点结合在一起,在此基础上设计一种结构紧凑、便于安装的、衰减频率段在 0 ~ 1000 Hz 的复合式广谱液压脉动衰减器。

1 工作原理

复合式广谱液压脉动衰减器的三维结构如图 1 所示,结构原理如图 2 所示。该广谱液压脉动衰减器主要由刚性外壳、1 个扩张室、2 个容积室、8 个细长质量室和 2 个限流管道构成。柱塞泵的脉动从衰减器入口输入,通过 4 个参数不同的质量室进入第 1 个容积室,4 个质量室中的流体随脉动做活塞运动,起到液感和液阻的作用,同时消耗一部分脉动能量。主管路内的

流体的流量增加时,由于流体具有弹性,因此进入第 1 个容积室的流体产生收缩;当主管路内的流体流量减小时,第 1 容积室内的流体产生膨胀,此时,脉动被第 1 次衰减。衰减后的脉动经过第 1 个限流管道进入扩张室,进一步消耗脉动;第 2 次衰减后的脉动流经第 2 个限流管道后再从 4 个参数不同的质量室进入第 2 个容积室,达到第 3 次衰减脉动。质量室、容积室的参数不同,可对多个频率段的脉动进行多次衰减。通过对衰减器的合理设计,实现了质量室、限流管、容积室及扩张室集一体的广谱液压脉动衰减器。

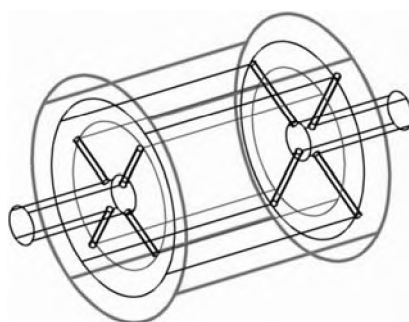


图 1 复合式广谱液压脉动衰减器的三维结构图

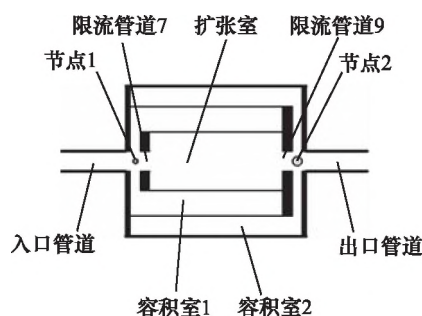


图 2 复合式广谱液压脉动衰减器的结构原理图

2 数学模型及衰减特性分析

复合式广谱液压脉动衰减器的简化模型如图 3 所示,图 3 中, p_1, Q_1 和 p_{16}, Q_{16} 分别为复合式广谱液压脉动衰减器入口和出口的压力和流量进行拉氏变换后的频域动态压力和流量; p_2, Q_2 和 p_7, Q_7 为节点 1 的入口和出口频域动态压力和流量; p_8, Q_8 和 p_9, Q_9 为扩张室

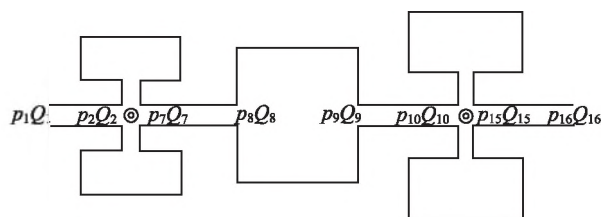


图 3 复合式广谱液压脉动衰减器简化模型

的入口和出口频域动态压力和流量; p_{10}, Q_{10} 和 p_{15}, Q_{15} 为节点2的入口和出口频域动态压力和流量。

图4为节点1和节点2的等效简化模型图。图4中, $p_x, Q_x(x=3,4,5,6)$ 为节点1的频域动态压力和流量, $p_x, Q_x(x=11,12,13,14)$ 为节点2的频域动态压力和流量。

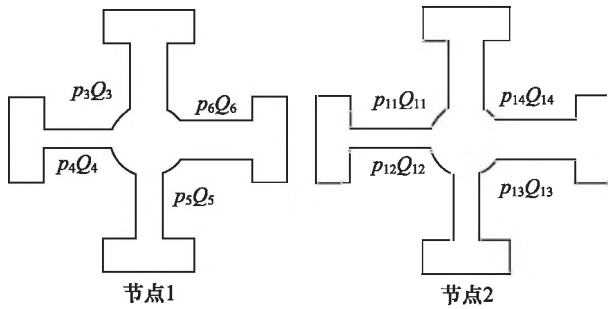


图4 节点1和节点2的简化模型图

由节点条件可写出:

$$Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \quad (1)$$

$$p_2 = p_3 = p_4 = p_5 = p_6 = p_7 \quad (2)$$

$$Q_{10} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{15} \quad (3)$$

$$p_{10} = p_{11} = p_{12} = p_{13} = p_{14} = p_{15} \quad (4)$$

令质量室和容积室构成的系统的分支点阻抗为 Z_x :

$$Z_x = p_x / Q_x \quad (5)$$

式中, $x=3,4,5,6,11,12,13,14$ 。

根据集中参数法可得, Z_x 的表达式为:

$$Z_x = \frac{\frac{\rho}{\pi r_x^2} L_x V_x s^2 + \frac{8\mu}{\pi r_x^4} L_x V_x s + K_e}{V_x s} \quad (6)$$

式中, ρ —— 液压油的密度

L_x —— 质量室的长度

r_x —— 质量室的半径

V_x —— 容积室的体积

s —— 拉氏算子

μ —— 液压油的运动黏度

K_e —— 液压油的体积模量

对于扩张室、限流管道7和限流管道9,有:

$$\begin{bmatrix} p_7 \\ Q_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_7 & B_7 \\ C_7 & D_7 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{V_8}{K_e s} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_9 & B_9 \\ C_9 & D_9 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{10} \\ Q_{10} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中, V_8 —— 扩张室的体积

A_7, B_7, C_7, D_7 —— 管道7的传递矩阵元素

A_9, B_9, C_9, D_9 —— 管道9的传递矩阵元素

对于脉动衰减器的入口和出口管道,有:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} p_{15} \\ Q_{15} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{15} & B_{15} \\ C_{15} & D_{15} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{16} \\ Q_{16} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中, A_1, B_1, C_1, D_1 —— 入口管道的传递矩阵元素

$A_{15}, B_{15}, C_{15}, D_{15}$ —— 出口管道的传递矩阵元素

对于管道,其动特性方程表示为:

$$\begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{ch}[T(s)L_i] & Z_i(s) \text{sh}[T(s)L_i] \\ \text{sh}[T(s)L_i]/Z_i(s) & \text{ch}[T(s)L_i] \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中, $Z_i(s)$ —— 管道特征阻抗

$$Z_i(s) = \rho c^2 T(s) / (A_{xi} s), i=1,7,9,15$$

$T(s)$ —— 管道传播常数

$$T(s) = (s^2 + R_v s)^{0.5} / c, R_v = 32\mu / A_{xi}$$

A_{xi} —— 管道横截面积

L_i —— 管道的长度

质量室和容积室构成的系统的固有共振频率 f_x 表达式为^[23]:

$$f_x = \frac{r_x}{2} \sqrt{\frac{K_e}{\rho L_x V_x \pi}} \quad (11)$$

扩张室的固有共振频率 f_k 的表达式为^[24]:

$$f_k = \frac{R}{2\pi(RrC - r^2C)} \quad (12)$$

式中, R —— 负载流阻

r —— 入口端动态流阻

C —— 扩张室流容

由式(1)、式(2)和式(5)得:

$$Q_2 = \sum_{x=3}^6 \frac{p_x}{Z_x} + Q_7 = p_7 \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} + Q_7 \quad (13)$$

由式(3)~式(5)得:

$$Q_{10} = \sum_{x=11}^{14} \frac{p_x}{Z_x} + Q_{15} = p_{15} \sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Q_{15} \quad (14)$$

由式(7)得:

$$\begin{bmatrix} p_7 \\ Q_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & B_{11} \\ C_{11} & D_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{10} \\ Q_{10} \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中, $A_{11} = A_7 A_9 + A_9 B_7 V_8 / K_e s + B_7 C_9$

$$B_{11} = A_7 B_9 + B_9 B_7 V_8 / K_e s + B_7 D_9$$

$$D_{11} = C_7 B_9 + B_9 D_7 V_8 / K_e s + D_7 D_9$$

$$C_{11} = C_7 A_9 + A_9 D_7 V_8 / K_e s + D_7 C_9$$

化简式(15),有:

$$p_7 = A_{11}p_{10} + B_{11}Q_{10} = A_{11}p_{15} + B_{11}Q_{10} \quad (16)$$

$$Q_7 = C_{11}p_{10} + D_{11}Q_{10} = C_{11}p_{15} + D_{11}Q_{10} \quad (17)$$

将式(14)、式(16)、式(17)代入式(13)得:

$$Q_2 = \left[A_{11}p_{15} + B_{11} \left(p_{15} \sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Q_{15} \right) \right] \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} + C_{11}p_{15} + D_{11} \left(p_{15} \sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Q_{15} \right) \quad (18)$$

令 $Y = \frac{Q_{15}}{p_{15}}$, 代入式(18)得:

$$p_{15} = \frac{Q_2}{\left[A_{11} + B_{11} \left(\sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Y \right) \right] \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} + C_{11} + D_{11} \sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + D_{11}Y} \quad (19)$$

故:

$$p_{15} = Q_1 / \left\{ C_1 \left[A_{11} + B_{11} \left(\sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Y \right) \right] + D_1 \left[A_{11} \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} + B_{11} \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} \left(\sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Y \right) + C_{11} + D_{11} \sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + D_{11}Y \right] \right\} \quad (20)$$

将液压脉动衰减器的出口管道合并到动态阻抗部分。由管道和节流负载的动态特性可得,负载导纳 Y 的表达式为^[25]:

$$Y = \frac{2\Delta p_F C_{22} + Q_F D_{22}}{2\Delta p_F A_{22} + Q_F B_{22}} \quad (21)$$

式中, Δp_F —— 节流阀的压力损失量

Q_F —— 节流阀的流量

$A_{22}, B_{22}, C_{22}, D_{22}$ —— 负载端管道传递矩阵元素

复合式广谱液压脉动衰减器的消振效果采用插入损失 K_c 来评价。插入损失不但考虑了脉动衰减器装置和管道系统的特性,还考虑了源阻抗和负载阻抗的影响。插入损失定义为管道系统在加入脉动衰减器前后管道负载端的压力比^[26],即:

$$K_c = 20 \lg \left| \frac{p'_{15}}{p_{15}} \right| \quad (22)$$

式中, p'_{15} 用与脉动衰减器等长度的刚性液压油管代替复合式广谱液压脉动衰减器后负载端的频域压力。

根据管道网络计算方法得刚性液压油管的动态特性方程为:

$$\begin{bmatrix} p'_1 \\ Q'_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{33} & B_{33} \\ C_{33} & D_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p'_{15} \\ Q'_{15} \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中, p'_1 —— 刚性直液压油管道入口的动态频域压力

Q'_1 —— 刚性直液压油管道入口的动态频域流量

Q'_{15} —— 刚性直液压油管道出口的动态频域流量

$A_{33}, B_{33}, C_{33}, D_{33}$ —— 刚性直液压油管道的传递矩阵元素

由式(23)得:

$$p'_{15} = \frac{Q'_1}{(C_{33} + D_{33}Y)} \quad (24)$$

对于流量扰动源的柱塞泵,其工况稳定,故:

$$Q_1 = Q'_1 \quad (25)$$

将式(20)、式(24)和式(25)代入式(22),得到复合式广谱液压脉动衰减器的插入损失 K_c 的表达式:

$$K_c = 20 \lg \left| \left\{ C_1 \left[A_{11} + B_{11} \left(\sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Y \right) \right] + D_1 \left[A_{11} \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} + B_{11} \sum_{x=3}^6 \frac{1}{Z_x} \left(\sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Y \right) + C_{11} + D_{11} \left(\sum_{x=11}^{14} \frac{1}{Z_x} + Y \right) \right] \right\} / (C_{33} + D_{33}Y) \right| \quad (26)$$

由上述方法及式(26)可得复合式广谱液压脉动衰减器的衰减特性。

3 衰减特性仿真分析

利用 MATLAB 软件对复合式广谱液压脉动衰减器的插入损失进行仿真计算。仿真的基本参数如表 1 所示,节流阀和液压油的参数如表 2 所示,仿真频率范围为 50 ~ 1000 Hz。

根据上述公式和仿真基本参数,在 MATLAB 软件中编程计算脉动衰减器的插入损失,得到复合式广谱液压脉动衰减器的插入损失仿真曲线,如图 5 所示。可以看出,该液压脉动衰减器出现了 8 个较高的峰值,分别为 89, 133, 177, 222, 298, 397, 463, 529 Hz,在这些点附近的频率段衰减效果较好;在 20 ~ 1000 Hz 的脉动频率范围内(除 6 个点外),衰减效果均在 10 dB 以上,具有良好的衰减效果,与普通脉动衰减器相比,衰减效果更好,衰减频率带更宽。

表1 复合式广谱液压脉动衰减器的基本参数 mm

参数	数值
入口管道长度 L_1	100
入口管道半径 r_1	12.5
质量室3长度 L_3	17.5
质量室3半径 r_3	8
质量室4长度 L_4	17.5
质量室4半径 r_4	7
质量室5长度 L_5	17.5
质量室5半径 r_5	6
质量室6长度 L_6	17.5
质量室6半径 r_6	4.5
限流管道7长度 L_7	10
限流管道7半径 r_7	12.5
扩张室长度 L_8	100
扩张室半径 r_8	30
限流管道9长度 L_9	10
限流管道9半径 r_9	12.5
容积室1长度 L_{r1}	130
容积室1内半径 r_{n1}	31
容积室1外半径 r_{w1}	70
容积室2长度 L_{r2}	150
容积室2内半径 r_{n2}	71
容积室2外半径 r_{w2}	100
质量室11长度 L_{11}	58.5
质量室11半径 r_{11}	7.5
质量室12长度 L_{12}	58.5
质量室12半径 r_{12}	6
质量室13长度 L_{13}	58.5
质量室13半径 r_{13}	4.5
质量室14长度 L_{14}	58.5
质量室14半径 r_{14}	3
负载等效管道长度 L_{22}	400
负载等效管道半径 r_{22}	12.5

表2 液压油和节流阀的基本参数

参数	数值
32号液压油体积模量/MPa	1400
32号液压油黏度/Pa·s	0.00314
32号液压油密度/kg·m ⁻³	890
节流阀压差/MPa	2.5
节流阀流量/L·min ⁻¹	160

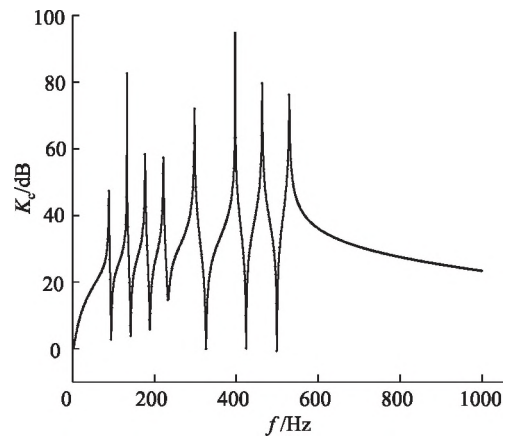


图5 复合式广谱液压脉动衰减器的插入损失

4 主要结构参数对衰减效果的影响分析

影响复合式广谱液压脉动衰减器的衰减效果的因素有很多,影响因素有:入口管道的长度和半径、质量室的长度与半径、扩张室的长度与半径、容积室的体积、限流管道的长度与半径。为得到合理的参数设计,对复合式广谱液压脉动衰减器各参数进行分析。

由图1和图2得到复合式广谱液压脉动衰减器各参数之间的关系为:

$$L_x = r_{n1} - r_1 \quad (x = 3, 4, 5, 6) \quad (27)$$

$$L_{r1} = L_8 + 2r_3 + L_7 \quad (28)$$

$$V_x = \pi(r_{w1}^2 - r_{n1}^2)L_{r1} \quad (x = 3, 4, 5, 6) \quad (29)$$

$$L_x = r_{n2} - r_1 \quad (x = 11, 12, 13, 14) \quad (30)$$

$$L_{r2} = L_8 + 2r_3 + L_7 + 2r_{11} + L_7 \quad (31)$$

$$V_x = \pi(r_{w2}^2 - r_{n2}^2)L_{r2} \quad (x = 11, 12, 13, 14) \quad (32)$$

$$V_8 = \pi r_8^2 L_8 \quad (33)$$

由式(27)~式(33)可得,扩张室的长度直接决定

了衰减器的长度,扩张室的半径和容积室的半径决定了质量室的长度;故影响复合式广谱液压脉动衰减器的衰减效果的主要因素为:扩张室的长度与半径、质量室的半径、容积室的半径、入口管道的长度。

4.1 扩张室的长度对衰减性能的影响

只改变表 1 和表 2 中的扩张室的长度参数,其他参数不变,得到扩张室长度对插入损失的影响,如图 6 所示。

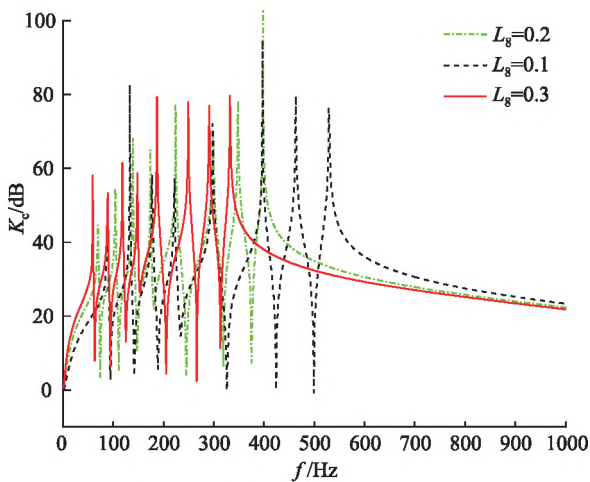


图 6 扩张室的长度对插入损失的影响

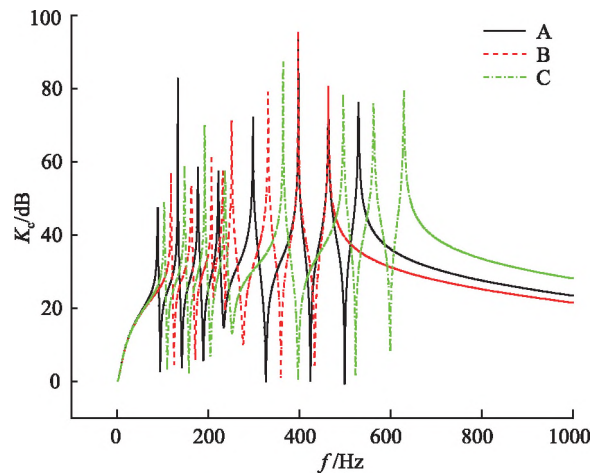
从图 6 可以看出,衰减曲线随扩张室的长度的增加而向低频方向移动,8 个峰值点所占频率范围变窄,衰减效果总体下降,并且脉动衰减器的体积增大,紧凑性变差。

4.2 质量室的半径对衰减性能的影响

只改变 8 个质量室的半径参数,其他参数不变,得到质量室的半径对插入损失的影响的曲线,如图 7 所示。可以看出,8 个峰值点随半径的变化而变化,8 个峰值点频率对应的衰减效果也随之变化。若半径增大,峰值频率向低频方向移动;若半径减小,峰值频率向高频方向移动。

4.3 容积室、扩张室的半径对衰减性能的影响

只改变 2 个容积室与扩张室的半径参数,其他参数不变,得到容积室、扩张室的半径对插入损失的影响对比,如图 8 所示。可以看出,当容积室与扩张室的半径的减小时,插入损失曲线向高频方向移动,对低频脉动的衰减效果有所降低,对高频脉动的衰减效果部分升高,前 4 个峰值覆盖的频率范围变窄,后 4 个峰值覆盖的频率范围变宽。总体来说,容积室与扩张室的半径的减小时,衰减频率段变宽,低频衰减效果降低,高频衰减效果增大。



- A. $r_3 = 0.008, r_4 = 0.007, r_5 = 0.0075, r_6 = 0.006, r_{11} = 0.0075, r_{12} = 0.006, r_{13} = 0.0045, r_{14} = 0.003$
- B. $r_3 = 0.007, r_4 = 0.006, r_5 = 0.0065, r_6 = 0.005, r_{11} = 0.0085, r_{12} = 0.007, r_{13} = 0.0055, r_{14} = 0.004$
- C. $r_3 = 0.0075, r_4 = 0.0065, r_5 = 0.007, r_6 = 0.0055, r_{11} = 0.0095, r_{12} = 0.008, r_{13} = 0.0065, r_{14} = 0.005$

图 7 质量室的半径对插入损失的影响

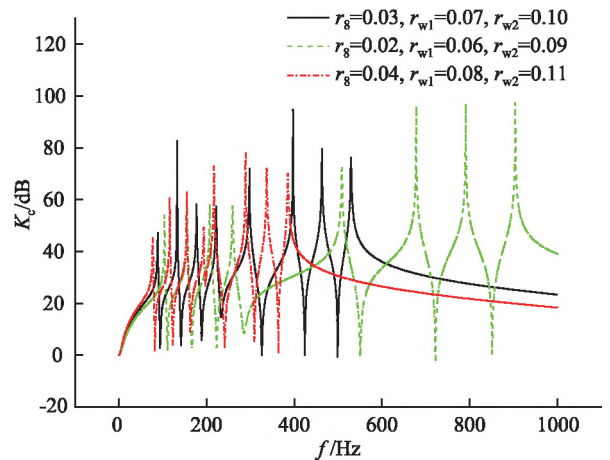


图 8 容积室、扩张室的半径对插入损失的影响

4.4 入口管道的长度对衰减性能的影响

只改变入口管道的长度参数,其他参数不变,得到入口管道长度对插入损失的影响,如图 9 所示。可以看出,入口管道的长度变化会导致峰值点覆盖面积改变,对后 4 个峰值点的影响大于前 4 个峰值点,并且会导致第 8 个峰值点出现 1 个低谷点。随着入口管道的长度增大,低谷点的插入损失值减小,并且向高频方向移动。

5 结论

(1) 设计了一种结构紧凑的复合式广谱液压脉动衰减器,合理推导了其数学模型,从理论分析得到,复

合式广谱液压脉动衰减器实现了宽频带的三重衰减脉动的效果;

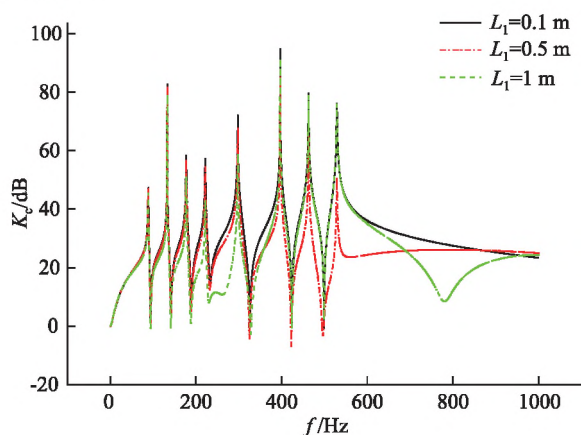


图9 入口管道的长度对插入损失的影响

(2) 通过对 MATLAB 仿真计算结果分析得到, 复合式广谱液压脉动衰减器在 20 ~ 1000 Hz 频段衰减压力脉动的效果理想, 实现了高效广谱衰减压力脉动;

(3) 对复合式广谱液压脉动衰减器的参数对其衰减效果的影响进行分析, 得到了影响该液压脉动衰减器的主要影响参数, 并给出了主要影响参数和衰减效果的关系, 为实际工程中对复合式广谱液压脉动衰减器的设计及选取提供理论指导。

参考文献:

- [1] 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与实验分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 188 - 194.
MA Jien, XU Bing, YANG Huayong. Modelling and Experiment Study on Fluid Character of Axial Piston Pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 188 - 194.
- [2] HARRISON K A, EDGE K A. Reduction of Axial Piston Pump Pressure Ripple [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2000, 214(1): 53 - 64.
- [3] 欧阳小平, 王天照, 方旭. 高速航空柱塞泵研究现状[J]. 液压与气动, 2018, (2): 1 - 8.
OUYANG Xiaoping, WANG Tianzhao, FANG Xu. Research Status of the High Speed Aircraft Piston Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, (2): 1 - 8.
- [4] 杨志春, 郁林聪. 单柱塞泵流量压力输出特性研究[J]. 液压与气动, 2019, (10): 135 - 140.
YANG Zhichun, YU Lincong. Study on Flow and Pressure Characteristics of Single Piston Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, (10): 135 - 140.
- [5] 李玉龙, 赵宏顺, 宋安然, 等. 航天超低黏度齿轮微泵困油下的流量脉动研究[J]. 液压与气动, 2020, (10): 64 - 68.
LI Yulong, ZHAO Hongshun, SONG Anran, et al. Flow Pulsation Under Trapped-oil of Aerospace Gear Micro-pump with Ultra-low Viscosity Medium [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (10): 64 - 68.
- [6] KWONG A H M, EDGE K A. A Method to Reduce Noise in Hydraulic Systems by Optimizing Pipe Clamp Locations [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 1998, 212(4): 267 - 280.
- [7] 徐兵, 陈媛, 张军辉. 轴向柱塞泵减振降噪技术研究现状及进展[J]. 液压与气动, 2014, (3): 1 - 12.
XU Bing, CHEN Yuan, ZHANG Junhui. Current Researches and Progress on Vibration and Noise Reduction Technology of Axial Piston Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014, (3): 1 - 12.
- [8] 寸文渊, 赵正大, 陈果, 等. 基于模态分析的某型飞机液压管路故障诊断[J]. 液压与气动, 2019, (5): 38 - 45.
CUN Wenyuan, ZHAO Zhengda, CHEN Guo, et al. Fault Diagnosis Based on Modal Analysis for Certain Aircraft Hydraulic Pipe [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, (5): 38 - 45.
- [9] 王建, 崔祥波, 常雪峰. 基于流量脉动系数的齿轮泵齿廓的主动设计及特性分析[J]. 液压与气动, 2019, (9): 29 - 35.
WANG Jian, CUI Xiangbo, CHANG Xuefeng. Active Design and Characteristics Analysis of Tooth Profiles in Gear Pump Based on Flow Pulsation [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, (9): 29 - 35.
- [10] 刘兆领, 胡益菲, 崔路, 等. 齿轮泵卸荷槽设计及其内流场特性仿真[J]. 液压与气动, 2020, (9): 100 - 107.
LU Zhaoling, HU Yifei, CUI Lu, et al. Design and Inner Flow Simulation for a Gear Pump with Relief Groove [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (9): 100 - 107.
- [11] 王煜, 黄燕晓, 李书明. 飞机发动机驱动泵出口管路振动分析与优化[J]. 液压与气动, 2020, (9): 115 - 121.
WANG Yu, HUANG Yanxiao, LI Shuming. Vibration Analysis and Optimization of Aircraft Engine Driven Pump Outlet Pipeline [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (9): 115 - 121.
- [12] 欧阳小平, 李磊, 方旭, 等. 共振型液压脉动衰减器研究现

- 状及展望[J]. 机械工程学报, 2015, (22): 168 - 175, 182.
OUYANG Xiaoping, LI Lei, FANG Xu, et al. Research Status and Prospects of Resonant-type Hydraulic Pulsation Attenuators [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, (22): 168 - 175, 182.
- [13] 杨帆. Herschel-Quincke 管用作液压脉动衰减器的滤波特性研究[J]. 液压与气动, 2018, (8): 81 - 85.
YANG Fan. Filtering Characteristics of Herschel-Quincke Tube Used as Hydraulic Noise Suppressor [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, (8): 81 - 85.
- [14] 杨帆, 邓斌. 一种集成 Herschel-Quincke 管的双调谐内插管扩张室液压脉动衰减器的设计与分析[J]. 液压气动与密封, 2019, (8): 34 - 40.
YANG Fan, DENG Bin. Design and Analysis of a Double-tuned Extended-tube Expansion Chamber Hydraulic Noise Suppressor Integrated a Herschel-Quincke Tube [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019, (8): 34 - 40.
- [15] CHAITANYA P, MUNJAL M L. Effect of Wall Thickness on the End Corrections of the Extended Inlet and Outlet of a Double-tuned Expansion Chamber [J]. Applied Acoustics, 2011, 72(1): 65 - 70.
- [16] MIKOTA J, REITER H. Development of a Compact and Tuneable Vibration Compensator for Hydraulic Systems [J]. International Journal of Fluid Power, 2003, 4(1): 17 - 31.
- [17] KELA L. Resonant Frequency of an Adjustable Helmholtz Resonator in a Hydraulic System [J]. Archive of Applied Mechanics, 2009, 79(12): 1115 - 1125.
- [18] KELA L, VAHAOJA P. Control of an Adjustable Helmholtz Resonator in a Low-pressure Hydraulic System [J]. International Journal of Fluid Power, 2009, 10(3): 29 - 39.
- [19] 贺尚红, 王雪芝, 何志勇, 等. 薄板振动式液压脉动衰减器滤波特性[J]. 机械工程学报, 2013, 49(4): 148 - 153.
HE Shanghong, WANG Xuezhi, HE Zhiyong, et al. Filtering Properties of Thin Plate Hydraulic Pulsation Attenuator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(4): 148 - 153.
- [20] 贾佳文, 朱建公, 蔡碧原. 矩形薄板振动式液压脉动衰减器模态分析[J]. 液压与气动, 2016, (6): 84 - 87.
JIA Jiawen, ZHU Jiangong, GAI Biyuan. Rectangular Plate Vibrating Type Hydraulic Pulsation Attenuator Modal Analysis [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016, (6): 84 - 87.
- [21] MAREK K A, GRUBER E R, CUNEFARE K A. Linear Multimodal Model for a Pressurized Gas Bladder Style Hydraulic Noise Suppressor [J]. International Journal of Fluid Power, 2013, 14(2): 5 - 16.
- [22] 董蒙, 栾希亭, 梁俊龙, 等. 气囊式蓄能器吸收脉动的动态特性分析[J]. 液压与气动, 2019, (5): 109 - 116.
DONG Meng, LUAN Xiting, LIANG Junlong, et al. Dynamic Characteristics Analysis of Absorbing Pulsation for Bladder Accumulator [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, (5): 109 - 116.
- [23] 王占林. 飞机高压液压能源系统[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.
WANG Zhanlin. Aircraft High-pressure Hydraulic Energy System [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2004.
- [24] 杨帆, 邓斌, 王国志, 等. 基于电-液类比法的扩张室压力脉动衰减器滤波特性研究[J]. 机床与液压, 2018, 46(14): 60 - 63, 71.
YANG Fan, DENG Bin, WANG Guozhi, et al. Fluid Acoustic Properties of Expansion Chamber Mufflers Based on Electro-hydraulic Analogy Method [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(14): 60 - 63, 71.
- [25] 章寅, 于俊, 黎申. 压力脉动衰减器的仿真及实验研究[J]. 液压与气动, 2011, (6): 47 - 50.
ZHANG Yin, YU Jun, LI Shen. Experimental Research and CFD Simulation of Pressure Pulsation Attenuator [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2011, (6): 47 - 50.
- [26] 单长吉. 液压消音器的结构设计及衰减评定方法[J]. 佳木斯大学学报: 自然科学版, 2013, (5): 749 - 751.
SHAN Changji. Structure Design and Attenuation Method of Hydraulic Mufflers [J]. Journal of Jiamusi University: Natural Science Edition, 2013, (5): 749 - 751.

引用本文:

- 袁军, 江杭, 方正艳, 等. 一种复合式广谱液压脉动衰减器的设计与分析[J]. 液压与气动, 2021, 45(12): 176 - 183.
YUAN Jun, JIANG Hang, FANG Zhengyan, et al. A Compound Wide-spectrum Hydraulic Pulsating Attenuator [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(12): 176 - 183.