

文章编号: 1000-4750(2014)Suppl-0231-08

舰船轴系纵向减振用共振转换器的滤波特性分析

张赣波, 赵 耀, 胡昌成

(华中科技大学船舶与海洋工程学院, 湖北, 武汉 430074)

摘 要: 共振转换器是舰船推进轴系纵向减振的有效装置, 其对内部液压油脉动压力的滤波作用是实现其减振功能的技术条件。对共振转换器的各构成元件进行模化, 基于平面波理论建立其传递矩阵形式的动特性方程, 结合边界条件, 推导出液压油脉动压力的传递函数。通过对其幅值谱分析可知, 共振转换器在分支固有频率处出现反共振现象, 可有效衰减液压油脉动压力, 相当于对特定频率的脉动压力进行过滤。共振转换器的反共振峰值与分支最小阻抗密切相关, 减小分支最小阻抗可提高共振转换器的滤波效果。单导管单容腔式共振转换器的滤波频带狭窄, 为改善其滤波性能, 提出3种变式结构的共振转换器。

关键词: 推进轴系; 纵向振动; 共振转换器; 滤波; 传递矩阵

中图分类号: U664.3 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2013.03.S029

FILTERING CHARACTERISTIC OF RESONANCE CHANGER USED FOR LONGITUDINAL VIBRATION CONTROL OF MARINE SHAFTING

ZHANG Gan-bo, ZHAO Yao, HU Chang-cheng

(School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, Hubei 430074, China)

Abstract: A resonance changer is an effective device expected to be used for the longitudinal vibration control of marine propulsion shafting. The work focuses on the filtering characteristic of a resonance changer. With the modular modeling conception, the transfer matrix equations describing the dynamic behavior of components of a resonance changer are deduced. In conjunction with boundary conditions, the fluctuating pressure transfer function of internal hydraulic oil is derived. By analyzing the amplitude spectrum, it shows that the resonance changer emerges anti-resonance phenomenon at the natural frequency of a branch, which can be used for amplitude attenuation of fluctuating pressure. This amounts to filter the fluctuating pressure of a certain frequency. The anti-resonance amplitude is closed with the minimum impedance of a branch, and the measure of decreasing the minimum impedance of a branch can improve the filtering effect of a resonance changer. Since the filtering frequency band of a resonance changer with a single pipe and a single chamber is too narrow, three modified resonance changers are presented.

Key words: propulsion shafting; longitudinal vibration; resonance changer; filtering; transfer matrix

舰船轴系纵向振动与壳体水下低频辐射噪声密切相关, 关于其减振技术的研究已开展较多^[1]。由于舰部三向非均匀伴流场的存在, 致使作用于桨叶上的力和力矩呈周期性变化, 非定常的螺旋桨推

力直接构成轴系纵向振动的诱因。应该说轴系纵向振动是一种局限于螺旋桨推进形式的固有振动。发展非螺旋桨的特种推进器技术(如喷水推进器和磁流体推进器等)是轴系纵向振动问题的治本方法, 但

收稿日期: 2013-03-22; 修改日期: 2013-09-06

基金项目: 教育部高等学校博士学科点专项科研项目(20130142110014)

通讯作者: 赵 耀(1958—), 男, 湖北武汉人, 教授, 博士, 中国造船工程学会理事, 主要从事船舶与海洋结构物静动态响应研究(E-mail: yzhaozzz@hust.edu.cn).

作者简介: 张赣波(1987—), 男, 江西九江人, 博士生, 主要从事船舶轴系振动控制研究(E-mail: hustzgb@126.com);

胡昌成(1988—), 男, 安徽滁州人, 博士生, 主要从事船舶曲面板成型研究(E-mail: huchangchen@hust.edu.cn).

受限于现有技术,对轴系纵向振动进行阻断、控制其向船体传递乃是当前较为有效的工程方法。

吸振和隔振等减振技术在旋转轴上的实施存在诸多问题,一方面动力吸振器给轴系增加的集中附重危害轴系的对中和回旋振动特性,另一方面承受螺旋桨巨大静推力的隔振器难以找到。一个有效可行的途径是在推力轴承内部结构中串联入流体环节。将轴系纵向振动在推力轴承传递路径上转换为流体振动,通过衰减流体脉动压力实现对轴系纵向振动的间接控制,达到减小传递至船体的螺旋桨脉动推力之目的。这就是共振转换器实施轴系纵向减振的技术方案,其突出的技术优势是几乎不改变推进系统的功能构成。共振转换器组成元件为圆柱缸、导管和容腔。圆柱缸为流体提供良好的载体,安装于推力轴承内部,导管和容腔构成圆柱缸内流体脉动压力的共振型滤波装置,外置于推力轴承^[2-3]。这样,推力轴承和共振转换器作为一体化装置对轴系纵向振动进行控制,见图1。

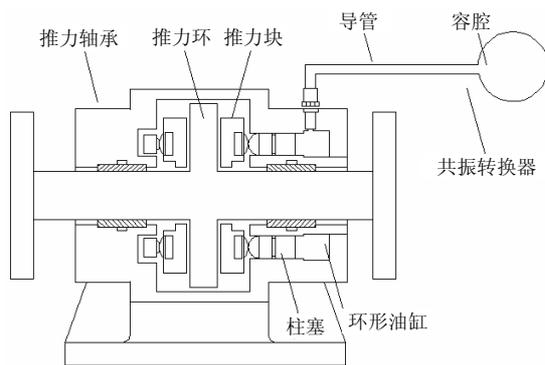


图1 推力轴承共振转换器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of thrust bearing resonance changer

共振转换器自 Goodwin 提出以来,其研究始终局限于动力参数的优化设计^[4-6],缺少对其内部特性的细观研究。本文着重探讨共振转换器对其内部液压油脉动压力的滤波特性。根据各构成元件的结构特征,将充液管路(导管和圆柱缸)和容腔分别作为分布参数和集中参数系统,推导其传递矩阵,进而得到共振转换器的累积传递矩阵模型,结合边界条件获得液压油脉动压力的传递函数。通过对其幅值谱的分析表明,共振转换器具有优良的窄带滤波特性。为改善共振转换器的全局滤波效果,可对其结构形式进行改进。

1 共振转换器的数学模型

共振转换器结构模型如图2所示,其结构参数

包括圆柱缸通道面积(A_0)、导管通道面积(A_1)和长度(L_1)以及容腔容积(V_1)。共振转换器内部充满液压油,柱塞在螺旋桨脉动推力激励下往复挤压液压油,致使液压油中产生脉动压力,实现将轴系振动向流体振动的转换。无论在圆柱缸或导管内,液压油脉动压力波系以平面波形式传播,故以下用平面波理论推导管路内液压油动特性的普遍方程。工程上一般将液压油视为不可压缩流体,但研究其振动现象必须考虑其压缩性。由于圆柱缸和颈口径都较小,还必须计入液压油粘性阻尼^[7]。

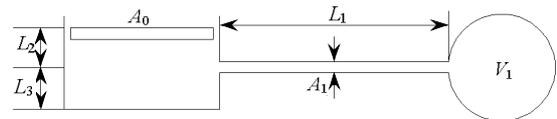


图2 共振转换器结构模型

Fig.2 Structural model of resonance changer

1) 管路动特性方程。

共振转换器的圆柱缸和导管都是液压管路元件,区别仅在于管径和长度不相同。线性粘性阻尼下,管路内液压油运动方程和连续方程分别为:

$$\begin{cases} \frac{r}{s} \left(\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{8\pi m}{rs} q \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{B}{s} \frac{\partial q}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: p 、 q 、 r 、 m 、 B 分别为液压油脉动压力、体积速度、密度、动力粘度和体积弹性模量; s 为管路通道面积。

对式(1)进行拉普拉斯变换,整理得液压油脉动压力方程为:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + G^2 p = 0 \quad (2)$$

式中, $G = \sqrt{-\frac{r}{B} \left(-w^2 + jw \frac{8\pi m}{rs} \right)}$ 为管路传播常数。

液压油脉动压力的通解为:

$$p = (C_1 \cos \Gamma x + C_2 \sin \Gamma x) e^{j\omega t} \quad (3)$$

式中, C_1 和 C_2 是由边界条件确定的系数。

代入连续方程可得体积速度解为:

$$q = -\frac{1}{Z_n} (C_1 \sin Gx - C_2 \cos Gx) e^{j\omega t} \quad (4)$$

式中, $Z_n = \frac{B\Gamma}{j\omega s}$ 为管路特性阻抗。

以脉动压力 p 和体积速度 q 为状态量,可推导出管路内液压油传输的动特性方程为:

$$\begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}^o = \begin{bmatrix} \cos Gl & Z_n \sin Gl \\ -\frac{1}{Z_n} \sin Gl & \cos Gl \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}^i \quad (5)$$

式中： l 为管路长度； i 、 o 分别表示输入端和输出端。

这样，液压油管路的动特性就可以用一个包含管路结构参数和液压油属性的传递矩阵表征。

2) 容腔动特性方程。

工程上所指容腔是几何尺度远大于出入口径的容器。对于球形容腔，是指其内径远大于其口径；对于圆柱形容腔，是指其内径和长度远大于其口径。在此条件下，容腔内液阻和液感都很小，可以忽略不计。

由流体体积弹性模量定义式可直接推导出容腔阻抗为 $Z_c = \frac{B}{j\omega V}$ ， V 为容腔容积，同样可得到用传递矩阵表征的容腔动特性方程为：

$$\begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}^o = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{Z_c} & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}^i \quad (6)$$

3) 共振转换器分支动特性方程。

将圆柱缸作为主管路，则导管可看作末端带有

容腔的一个分支管路，结合容腔封闭端边界条件 $q^o = 0$ 可推知分支输入阻抗为：

$$Z_r = Z_n \frac{Z_c \cos GL_1 - Z_n \sin GL_1}{Z_c \sin GL_1 + Z_n \cos GL_1} \quad (7)$$

式中： $G = \sqrt{-\frac{r}{B}(-w^2 + j\omega \frac{8\pi m}{rA_1})}$ ； $Z_n = \frac{BG}{j\omega A_1}$ ；

$$Z_c = \frac{B}{j\omega V_1}。$$

在导管长度较短的情形下，导管中液压油近似按同相位振动，可视为集中质量块，由此可推导出分支输入阻抗的显式表达式为：

$$Z_r = \frac{8\pi mL_1}{A_1^2} + j\omega \frac{rL_1}{A_1} + \frac{B}{j\omega V_1} \quad (8)$$

在分支位置满足连续性条件，由此可推导出分支动特性方程为：

$$\begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}^o = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{Z_r} & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}^i \quad (9)$$

4) 共振转换器的累积传递矩阵。

在推导出共振转换器各元件的传递矩阵后，按照压力波传播方向，对各元件的传递矩阵进行逆向相乘，可得到共振转换器的累积传递矩阵为：

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \bar{G}(L_2 + L_3) - \frac{\bar{Z}_n}{Z_r} \cos \bar{G}L_2 \sin \bar{G}L_3 & \bar{Z}_n \sin \bar{G}(L_2 + L_3) - \frac{\bar{Z}_n^2}{Z_r} \sin \bar{G}L_2 \sin \bar{G}L_3 \\ -\frac{\sin \bar{G}(L_2 + L_3)}{\bar{Z}_n} - \frac{\cos \bar{G}L_2 \cos \bar{G}L_3}{Z_r} & \cos \bar{G}(L_2 + L_3) - \frac{\bar{Z}_n}{Z_r} \sin \bar{G}L_2 \cos \bar{G}L_3 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中， Z_o 为圆柱缸输出端阻抗。

当输出端为封闭端，有 $q^o = 0$ ，则 $Z_o \rightarrow \infty$ 。根据传递矩阵行列式值等于 1 的性质，封闭端条件下共振转换器的脉动压力传递函数可简化为：

$$\frac{p^o}{p^i} = \frac{1}{T_{22}} \quad (12)$$

共振转换器的结构参数以及液压油属性列于表 1 中。图 3 为共振转换器脉动压力传递函数的幅频特性曲线。可以看出，脉动压力传递函数存在正反峰值。其中，正峰值是由于共振转换器内液压油的整体共振产生的，而反峰值却是由共振转换器分支内液压油的局部共振造成的，这可以从脉动压力传递函数的表达式中得到证明。算例中由于圆柱缸长度较短，故正反峰值频率的间距较小。当液压油

式中： $\bar{G} = \sqrt{-\frac{r}{B}(-w^2 + j\omega \frac{8\pi m}{rA_0})}$ ； $\bar{Z}_n = \frac{B\bar{r}}{j\omega A_0}$ ；

L_2 、 L_3 分别为分支位置与圆柱缸前后端的距离。

2 共振转换器的滤波特性

理论上，共振转换器对脉动压力的滤波特性可以用输入输出脉动压力比值(传递函数)来描述。至于共振转换器的实际衰减效果，普遍通过试验测试在安装共振转换器前后同一位置的脉动压力，用隔振效果指标之一的插入损失来评估。

令共振转换器累积传递矩阵 \mathbf{T} 各系数分别表示为 T_{11} 、 T_{12} 、 T_{21} 、 T_{22} ，由累积传递矩阵方程可推出共振转换器内液压油脉动压力的传递函数为：

$$\frac{p^o}{p^i} = \frac{T_{11}T_{22} - T_{12}T_{21}}{T_{22} - T_{12}/Z_o} \quad (11)$$

脉动频率与分支共振频率相接近时，分支吸收的脉动能量最多，对脉动压力的衰减效果最为显著，这相当于对特定频率的脉动压力波进行过滤。但一旦偏离共振频率，滤波效果迅速下降。这表明共振转换器对流体脉动压力的滤波具有极强的频率选择性，尤其适合主频甚为突出的流体脉动压力控制。由于螺旋桨的非定常推力对推进轴系主要是叶频线谱激励^[8]，这正与共振转换器的滤波特性相符合。按螺旋桨叶频线谱对共振转换器的结构参数进行设计，使得共振转换器分支工作于“共振”状态，在满足螺旋桨静推力传递的同时，最大限度的过滤掉螺旋桨推力中的脉动成分。

表 1 共振转换器的结构参数以及液压油属性
Table 1 Structural parameters of resonance changer and hydraulic oil properties

参数名称	对应符号	参数值
液压油	密度/(kg/m ³)	ρ 890
(N46)	体积弹性模量/GPa	B 0.7
	动力粘度/(Pa·s)	μ 0.04094
	导管长度/m	L_1 0.3
共振转换器	导管通道面积/m ²	A_1 $25\pi \times 10^{-6}$
	腔容积/m ³	V_1 1.0×10^{-2}
	圆柱缸通道面积/m ²	A_0 $225\pi \times 10^{-6}$
	分支与圆柱缸前端距离/m	L_2 0.1
	分支与圆柱缸后端距离/m	L_3 0.1

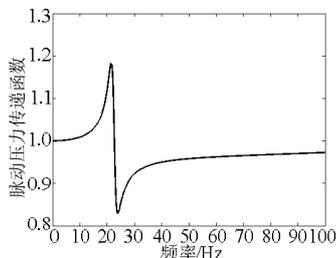


图 3 脉动压力传递函数的幅频特性

Fig.3 Amplitude-frequency characteristic of pressure transfer function

为深入认识共振转换器的滤波机理，着重探讨脉动压力波在分支位置的传播情形，用图 4 表示。图中， p_1^+ 、 p_1^- 、 p_2 分别为入射、反射和透射脉动压力， q_1 、 q_2 分别为入射和透射体积速度， p_r 、 q_r 分别为透射至分支内的脉动压力和体积速度。

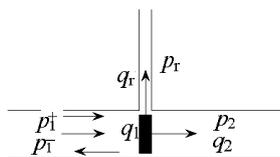


图 4 脉动压力波在分支位置的传播情形

Fig.4 Transmission of pressure at the location of branch

在分支处满足脉动压力和体积速度的连续性条件：

$$\begin{cases} p_1^+ + p_1^- = p_r = p_2 \\ \frac{p_1^+}{rc/A_0} - \frac{p_1^-}{rc/A_0} = \frac{p_2}{rc/A_0} + \frac{p_r}{Z_r} \end{cases} \quad (13)$$

由此可推导出分支处脉动压力的透射系数为：

$$\frac{p_2}{p_1^+} = \frac{1}{1 + \frac{rc}{2Z_r A_0}} \quad (14)$$

图 5 是分支位置脉动压力的透射系数曲线。透射系数曲线在分析频带内呈倒“锥”形。其中，锥角对应于分支共振频率，表明当分支共振频率与脉动频率相当时，大部分的脉动压力波被反射回去，形成对脉动压力波的有效阻拦。分支在一定程度上有效减小压力波的透射，起到分流作用。从电、液相似角度看，在圆柱缸上安装导管和容腔分支相当于在电路中旁支一电感电容(LC)串联共振回路^[9]。当旁支路中出现共振时，压力波就在旁支与圆柱缸前半部分形成的回路中短路，压力波被有效分流，阻断压力波向圆柱缸后端的传播。

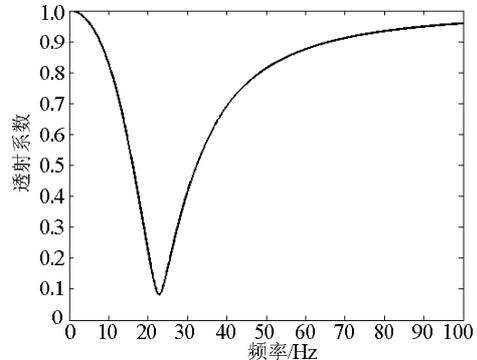


图 5 分支位置脉动压力的透射系数

Fig.5 Transmission coefficient of pressure at the location of branch

从波的角度看，共振转换器具备滤波作用的根本原因在于阻抗失配。在圆柱缸上增加充液分支会改变圆柱缸的特性阻抗，阻抗的失配引起圆柱缸内液压油脉动压力波的传播规律的变化。尤其在分支共振频率处，圆柱缸特性阻抗与分支阻抗的匹配性最差，造成一部分压力波被反射回去，这自然减小向圆柱缸后端继续行进的压力波幅值。这种影响还直接反映到圆柱缸的输入阻抗上，见图 6。可以看出，充液分支还会减小圆柱缸的输入阻抗，更有利于对脉动压力幅值的控制。

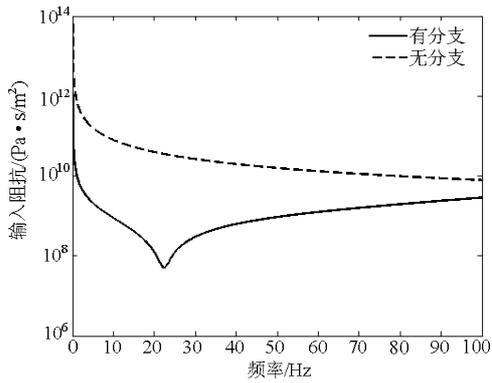


图 6 分支对圆柱缸输入阻抗的影响

Fig.6 Effect of branch on input impedance

3 结构参数影响

共振转换器基于阻抗失配原理对液压油脉动压力进行衰减和吸收，在分支共振频率处，分支阻抗有最小值，因而共振转换器的滤波效果与分支最小阻抗直接相关。又由于分支最小阻抗值是其结构参数的函数，因而分支结构参数对共振转换器滤波效果的影响实质上是通过改变最小阻抗值实现的。

船舶总体对推力轴承结构尺寸有一定的限制，由于共振转换器的圆柱缸布置于推力轴承内部，在推力轴承结构尺寸已确定的情况下，其长度已固定。因此，可供改变的结构参数只有圆柱缸通道面积、导管长度和通道面积、腔容积以及分支在圆柱缸的安装位置。实际上在圆柱缸有限的长度范围内，加上导管口径所占的空间，分支安装位置的变化余地很有限。分支作为共振转换器的滤波装置，其结构参数必定是影响共振转换器滤波效果的主要因素。从指导共振转换器工程设计角度出发，较适宜分析分支结构参数和圆柱缸通道面积的影响。

以脉动压力传递函数的反共振峰值作为共振转换器滤波效果的评估指标。图 7 是分支最小阻抗

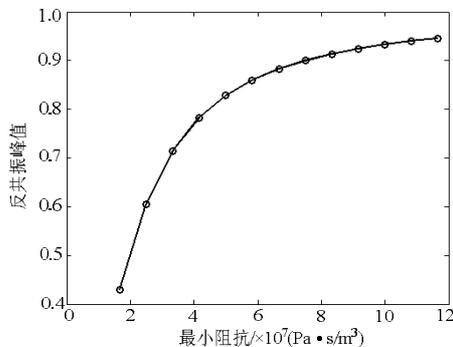


图 7 分支最小阻抗与反共振峰值的关系曲线

Fig.7 Relationship between minimum branch impedance and anti-resonance amplitude

与反共振峰值的关系曲线。从图看出，分支最小阻抗值愈小，共振转换器对脉动压力的衰减效果愈好。由于分支最小阻抗主要决定于导管长度和通道面积^[10]，因而减小导管长度和增大导管通道面积都是有利于提高共振转换器滤波效果的结构修改措施，但调整容腔的容积对改善共振转换器滤波效果的作用甚微。

圆柱缸通道面积对共振转换器滤波效果的影响如图 8 所示。图中横坐标是圆柱缸通道面积与导管通道面积的比值。计算结果表明，共振转换器的滤波效果随圆柱缸通道面积的增大而减小，主要原因在于较大的圆柱缸通道面积使得圆柱缸阻抗相对减小，进而影响充液分支与圆柱缸的阻抗失配条件。因而在设计共振转换器时，应注重圆柱缸通道面积和导管通道面积的匹配，将圆柱缸的通道面积设计得尽量小。

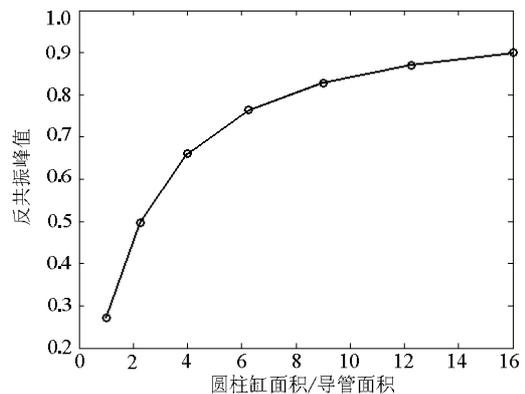


图 8 圆柱缸通道面积与反共振峰值的关系曲线

Fig.8 Relationship between cylinder channel cross-sectional flow area and anti-resonance amplitude

综上所述，导管长度和通道面积、圆柱缸通道面积是影响共振转换器滤波效果的关键结构参数。这 3 项结构参数的变化在一定程度上都会影响充液分支与圆柱缸的阻抗失配条件，应进行综合优化以寻求最优的结构参数组合。

4 变式结构的共振转换器

以上所述共振转换器只限于单导管单容腔结构形式的共振转换器。针对工程上不同的滤波要求，如扩展滤波频带或者消减多线谱峰值，此时上述讨论的共振转换器结构形式可能不满足实际需要。为此，可对传统结构形式的共振转换器进行改进设计，发展一些变式结构的共振转换器。

1) 多导管共腔式。

多导管共腔式共振转换器的结构模型如图 9 所

示, 圆柱缸与容腔通过多个导管相连接。

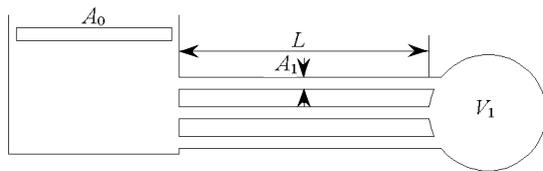


图9 多导管共腔式共振转换器
Fig.9 Multi-pipe resonance changer

设连接导管数为 n , 各导管的长度和通道面积相等, 这些导管在形式上可等效为一根通道面积为 nA_1 的导管。不计液压油阻尼, 由此得到分支频率方程为:

$$\tan kL = \frac{nA_1}{V_1 k} \quad (15)$$

式中, $k = \frac{w}{\sqrt{B/r}}$ 为波数。

当导管长度较短时, 有 $\tan kL \approx kL$, 则分支共振频率为:

$$w_r = \sqrt{\frac{nBA_1}{rV_1L}} \quad (16)$$

显然, 若 $L=nL_1$, 则分支共振频率将保持不变, 与单导管单容腔分支的共振频率相同。在各导管结构参数相同的情形下, 多导管共腔式共振转换器对脉动压力的滤波特性同单导管单容腔式共振转换器比较如图 10 所示。可以看出, 随连接导管数增加, 共振峰值和反共振峰值分别是递增和递减的, 这表明多导管共腔式共振转换器滤波效果的改善是以增大共振幅值为代价的。

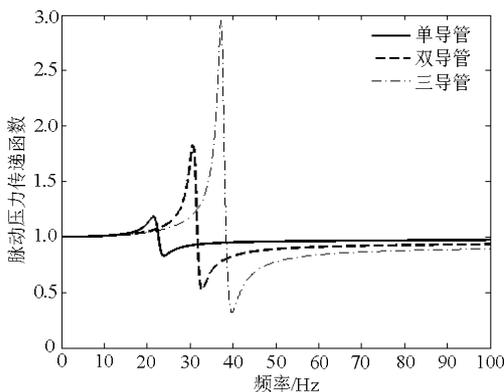


图10 多导管共腔式共振转换器对脉动压力的滤波特性(结构参数分别为: $L_1=0.3\text{m}$, $A_1=25\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_1=0.01\text{m}^3$)

Fig.10 Filtering characteristic of multi-pipe resonance changer (structural parameters: $L_1=0.3\text{m}$, $A_1=25\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_1=0.01\text{m}^3$)

2) 并列式。

并列式共振转换器是在圆柱缸上并列安装多

个导管和容腔分支, 如图 11 所示。

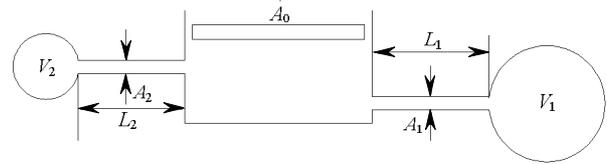


图11 并列式共振转换器
Fig.11 Parallel resonance changer

各分支频率方程同式(15)。当导管长度较短时, 同样可计算类似于式(16)的各分支共振频率。并列式共振转换器的各分支结构参数可分别根据待消减的脉动压力线谱频率进行设计, 其脉动压力传递函数的幅频特性如图 12 所示。比较看出, 增加分支数在一定程度上可拓宽共振转换器的滤波频带, 降低共振峰值, 改善其全局滤波效果。共振转换器的分支数对应于反共振峰数, 因而可同时对脉动压力波的多个主频峰值进行消减。并列式共振转换器为实现工程上要求的宽滤波频带和优滤波效果提供一种新的结构形式。

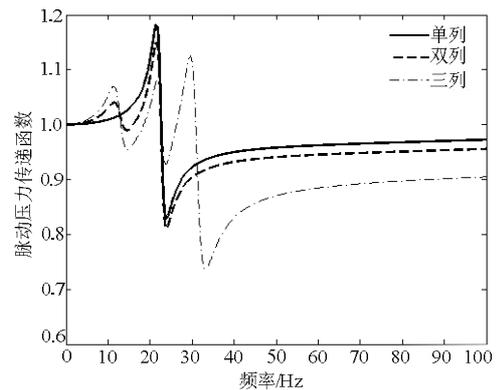


图12 并列式共振转换器对脉动压力的滤波特性(结构参数分别为: 单列 $L_1=0.3\text{m}$, $A_1=25\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_1=0.01\text{m}^3$; 双列 L_1 、 A_1 、 V_1 同单列, $L_2=0.2\text{m}$, $A_2=16\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_2=0.03\text{m}^3$; 三列 L_1 、 A_1 、 V_1 、 L_2 、 A_2 、 V_2 同双列, $L_3=0.2\text{m}$, $A_3=16\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_3=0.005\text{m}^3$)

Fig.12 Filtering characteristic of multi-pipe resonance changer (structural parameters: one branch, $L_1=0.3\text{m}$, $A_1=25\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_1=0.01\text{m}^3$; two branches, L_1 , A_1 , V_1 are the same, $L_2=0.2\text{m}$, $A_2=16\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_2=0.03\text{m}^3$; three branches, L_1 , A_1 , V_1 , L_2 , A_2 , V_2 are the same, $L_3=0.2\text{m}$, $A_3=16\pi \times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_3=0.005\text{m}^3$)

3) 多级串联式。

多级串联式共振转换器是在一个分支上串联多个导管和容腔, 如图 13 所示。

当各级导管和容腔的结构参数相同时, 可以推导出二级和三级共振转换器的分支频率方程分别为:

$$\begin{cases} \left(\frac{V_1^2 k^2}{A_1^2} - 1 \right) \tan^2(kL_1) - 3 \frac{V_1 k}{A_1} \tan(kL_1) + 1 = 0 \\ \frac{V_1 k}{A_1} \left(2 - \frac{V_1^2 k^2}{A_1^2} \right) \tan^3(kL_1) + \left(5 \frac{V_1^2 k^2}{A_1^2} - 3 \right) \tan^2(kL_1) - 6 \frac{V_1 k}{A_1} \tan(kL_1) + 1 = 0 \end{cases} \quad (17)$$

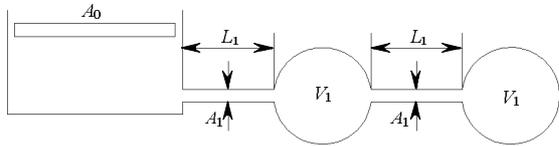


图 13 多级串联式共振转换器
Fig.13 Multiple resonance changer

不同级数共振转换器的脉动压力传递函数的幅频特性比较见图 14。可以看出，增加分支级数会改变原分支的共振频率以及共振转换器的滤波效果。单级共振转换器的共振峰值是最大的，增加分支级数对抑制共振峰值和拓宽滤波频带有一定作用，但同时会降低反共振频率位置的滤波效果，这与多导管共腔式共振转换器的滤波特性正好相反。

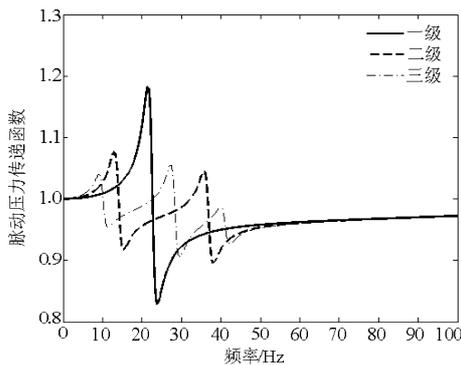


图 14 多级串联式共振转换器对脉动压力的滤波特性(各级结构参数均为 $L_1=0.3\text{m}$, $A_1=25\pi\times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_1=0.01\text{m}^3$)
Fgi.14 Filtering characteristic of multiple resonance changer (structural parameters: $L_1=0.3\text{m}$, $A_1=25\pi\times 10^{-6}\text{m}^2$, $V_1=0.01\text{m}^3$)

总之，并列式和多级串联式共振转换器在全频带的滤波效果要好于单导管单容腔式共振转换器，适合于对宽频带的脉动压力波进行滤波。对于单频的脉动压力波，单导管单容腔式共振转换器的滤波效果最好。

5 结论

本文基于平面波理论建立共振转换器的传递矩阵模型，结合边界条件推导出脉动压力的传递函数，以此为依据对共振转换器的滤波特性及影响其滤波效果的结构参数展开研究，并提出 3 种变式结构的共振转换器。主要结论如下：

(1) 共振转换器基于阻抗失配原理对液压油脉动压力进行消减，当分支共振频率与激励频率相当时，液压油脉动压力波在分支位置被有效阻拦，透射系数最小，共振转换器的滤波效果最为显著。共振转换器的滤波效果与分支最小阻抗密切相关，减小分支最小阻抗的结构修改措施都有利于提高其滤波效果。圆柱缸通道面积应与导管面积相适宜，以满足分支与圆柱缸的阻抗失配条件；

(2) 在单导管单容腔式共振转换器的结构基础上，增加导管数可提高滤波效果，但同时会增大共振峰值；增加分支数可同时拓宽滤波频带和改善滤波效果；增加分支的级数可拓宽滤波频带和减小共振峰值，但会降低滤波效果。并列式和多级串联式共振转换器适合于对宽频带的脉动压力波进行滤波。对于单频的脉动压力波，单导管单容腔式共振转换器的滤波效果最好；

(3) 共振转换器的滤波作用使其具备轴系减振的技术条件，关键在于根据螺旋桨脉动推力的频谱特征对共振转换器的结构参数进行设计，使得共振转换器分支在线谱频率位置处于调谐共振状态。

参考文献:

- [1] 赵耀, 张赣波, 李良伟. 船舶推进轴系纵向振动及其控制技术研究进展[J]. 中国造船, 2011, 52(14): 259—269. Zhao Yao, Zhang Ganbo, Li Liangwei. Review of advances on longitudinal vibration of ship propulsion shafting and its control technology [J]. Shipbuilding of China, 2011, 52(14): 259—269. (in Chinese)
- [2] Goodwin A J H. The design of a resonance changer to overcome excessive axial vibration of propeller shafting [J]. Institute of Marine Engineers Transactions, 1960(72): 37—63.
- [3] 赵耀, 李天匀, 李良伟, 等. 船用推力轴承共振转换器 [P]. 中国: CN 102269218 A, 2012. Zhao Yao, Li Tianyun, Li Liangwei, et al. Marine Thrust bearing resonance changer [P]. China: CN 102269218 A, 2012. (in Chinese)
- [4] Dylejko P G, Kessissoglou N J. Minimization of the vibration transmission through the propeller-shafting system in a submarine [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2004, 116(4): 2569—2569.
- [5] Dylejko P G, Kessissoglou N, Tso Y, et al. Optimization

- of a resonance changer to minimize the vibration transmission in marine vessels [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 300(1): 101—116.
- [6] 李良伟, 赵耀, 陆坡, 李天匀. 减小船舶轴系纵向振动的动力减振器参数优化[J]. *中国造船*, 2010, 51(2): 139—148.
Li Liangwei, Zhao Yao, Lu Po, Li Tianyun. Optimization of dynamic absorber parameters for reducing axial vibration of ship shafting [J]. *Shipbuilding of China*, 2010, 51(2): 139—148. (in Chinese)
- [7] 曾祥荣. 液压噪声控制[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1988: 220—229.
Zeng Xiangrong. Hydraulic noise control [M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1988: 220—229. (in Chinese)
- [8] Jie P, Nabil F, Terry L, Ross J. Propeller induced structural vibration through the thrust bearing [C]// Annual Conference of the Australian Acoustical Society—Innovation in Acoustics and Vibration, Adelaide, Australia, 2002: 390—399.
- [9] 何琳, 朱海潮, 邱小军, 杜功焕. 声学理论与工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 67—70.
He Lin, Zhu Haichao, Qiu Xiaojun, Du Gonghuan. Acoustics theory and engineering application [M]. Beijing: Science Press, 2006: 67—70. (in Chinese)
- [10] 焦生杰, 卡玛尔, 林涛, 叶敏. H型液压滤波器的合理应用[J]. *长安大学学报*, 2010, 30(4): 97—101.
Jiao Shengjie, Kamal Washahi, Lin Tao, Ye Min. Reasonable application on H type hydraulic filter [J]. *Journal of Chang'an University*, 2010, 30(4): 97—101. (in Chinese)

(上接第 230 页)

- [6] 孙成赞, 王允. OFFPIPE 软件在海底管道铺设中的应用[J]. *石油工程建设*, 2005, 31(5): 49—52.
Sun Chengzan, Wang Yun. Application of OFFPIPE software in submarine pipeline laying [J]. *Petroleum Engineering Construction*, 2005, 31(5): 49—52. (in Chinese)
- [7] Orcina. OrcaFlex Manual Version 9.4 [M]. Orcina Limited, 2012: 155—157.
- [8] 黄维平, 白兴兰. 深水钢悬链线立管的大挠度柔性索模拟方法[J]. *工程力学*, 2009, 26(11): 228—231.
Huang Weiping, Bai Xinglan. The simulation of steel catenary risers in deepwater with flexible cable model [J]. *Engineering Mechanics*, 2009, 26(11): 228—231. (in Chinese)
- [9] DNV-OS-F101, Offshore Standard - Submarine Pipelines System [S]. Norway: Det Norske Veritas, 2007.
- [10] API RP 2RD, Design of Risers for Floating Production Systems (FPSs) and Tension-Leg Platform (TLPs) [S]. 2006.