

## 双泵源电液舵机线谱噪声控制\*

陈宗斌<sup>1,2</sup>, 何琳<sup>1,2</sup>, 廖健<sup>1,2</sup>, 徐荣武<sup>1,2</sup>

(1. 海军工程大学 振动与噪声研究所, 湖北 武汉 430033; 2. 船舶振动噪声重点实验室, 湖北 武汉 430033)

**摘要:**采取变频调速控制策略的电液舵机可大幅降低操舵噪声,但系统线谱噪声明显且随工况变化而迁移,衰减难度大。基于此,结合泵源双冗余的电液舵机原理,仅改变原系统控制策略,提出基于辅助泵源合流的压力脉动控制措施。理论分析指出,两泵源转速一致,初始相位角为半个周期可衰减奇数次谐波。设计了主从同步控制策略,配置相应硬件,并应用于实际系统,实测相同操舵工况下可降低基脚结构振动总级 3~5 dB,一阶线谱最大可衰减 23 dB。

**关键词:**压力脉动;线谱噪声;辅助泵源;合流;同步控制

**中图分类号:**TH137 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2019)02-170-06

## Linear spectrum noise control of electro-hydraulic steering gear with dual pump source

CHEN Zongbin<sup>1,2</sup>, HE Lin<sup>1,2</sup>, LIAO Jian<sup>1,2</sup>, XU Rongwu<sup>1,2</sup>

(1. Institute of Vibration & Noise, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. National Key Laboratory on Ship Vibration & Noise, Wuhan 430033, China)

**Abstract:** Electro-hydraulic steering gear system adopted variable frequency speed control strategy, has a characteristic of obvious linear spectrum noise, and it is difficult to attenuate with the changing working condition. Combined with the principle of the electro hydraulic steering mechanism of double redundancy pump source, a pressure ripple control strategy based on the auxiliary pump source confluence was proposed, and it only changed the control system. The theoretical analysis indicates that the pressure ripple of odd harmonics can be attenuated when the two pump sources rotate at the same speed, and the initial phase difference at half cycle. Thus, the master slave synchronization control strategy was adopted, and the corresponding hardware was configured. With the method applying to actual steering gear system, the structure vibration on the pedestal can reduce 3~5 dB, and the first order line spectrum can attenuate 23 dB.

**Keywords:** pressure ripple; linear spectrum noise; auxiliary pump source; confluence; synchronization control

传统舰船设备采用阀控或泵控操舵系统,设备布置复杂,操舵稳态噪声高、液压冲击大。为降低操舵噪声,采用变频电机驱动定量泵的电液舵机正逐步运用于舰船设备操舵系统中。由于采用变频调速策略,电液舵机线谱噪声明显,而且其线谱特征随转速变化迁移,增大了线谱衰减难度。

为了有效衰减液压线谱噪声,目前主要控制策略集中在主动式衰减法。主动式衰减主要是应用波的干涉原理,通过次级源引入幅值相同、相位相反的次级压力波,与初级波叠加达到降噪的目的。流体线谱噪声主动控制的研究起步于 20 世纪 80 年代,日本的小岛英一以伺服作动器为次级源,采用 F-XLMS 控制算法,在 10~800 Hz 内取得了 20 dB 的脉动衰减效果<sup>[1]</sup>。近年来,焦宗夏

等设计了一种压电陶瓷锥阀,采用自适应最优控制算法驱动并联在泵出口的锥阀,试验表明其可衰减线谱幅值 68%<sup>[2-3]</sup>;Guan 等设计了一种压电陶瓷驱动的滑阀,滑阀采用了独特的双边溢流设计,可使滑阀作动频率降为脉动频率的一半<sup>[4]</sup>。欧阳平等指出单点消振效果有限,提出了分布式脉动控制方法,将多个主动消振阀布置在管路不同位置,试验表明整个管路消振效果显著,其消振量可达 10 dB 以上<sup>[5]</sup>。英国巴斯大学的 Pan 和 Johnston 等近年来对液压系统线谱噪声的主动控制研究较多,设计了压电陶瓷节流阀作为作动器,将其分别串联在主油路、连接在旁通支路上,重点研究了相应的控制算法,试验表明将节流阀串联在油路上单根线谱最大可衰减 44.3 dB,连接在

\* 收稿日期:2018-02-08

基金项目:海军工程大学自主立项项目(425517K276)

作者简介:陈宗斌(1992—),男,湖北宜昌人,博士研究生,E-mail:czb199268@163.com;

廖健(通信作者),男,助理研究员,博士,E-mail:l\_j\_zss@163.com

旁通支路上单根线谱最大可衰减 35.2 dB<sup>[6-7]</sup>。主动式衰减效果显著,尤其可针对性地衰减线谱特征,但需要专门设计高频响作动器,而且其控制难度较大,设备布置复杂。电液舵机操舵时间短,启停频繁且线谱迁移频繁。主动式衰减法应用于电液舵机难度大,且尚未有液压线谱噪声主动控制的工程应用实例。

为提升可靠性,运用于舰船操舵系统的电液舵机采用了泵源双冗余的设计思路。本文结合电液舵机设计原理和实际运行工况,提出运用双泵源结构,采用基于辅助泵源同步运行的流量脉动抵消策略,通过次级泵源产生的流量脉动来抵消主油路流量脉动,以降低大流量、高速运行工况下的系统线谱特征<sup>[8-9]</sup>。

### 1 理论分析

电液舵机系统原理如图 1 所示,其基本原理为:伺服电机通过联轴器带动双向定量泵运行。伺服电机为被控对象,控制器根据液压缸反馈的实时位移与控制指令的对比信号,调节伺服电机的转速和转向。伺服电机转速不同,液压泵出口流量不同,实现调速控制;伺服电机转向不同,液压泵输出流量方向不同,实现换向控制。油路中其他元件仅作为系统的辅助元件,不改变系统的运行工况<sup>[10]</sup>。两泵源互为备份,完全一致且作用效果相同。

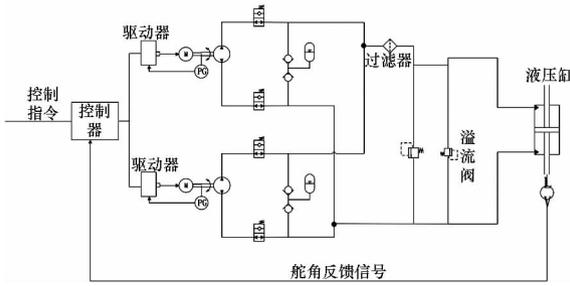


图 1 电液舵机系统原理

Fig. 1 Electro-hydraulic steering gear system diagram

忽略二阶以上微量,考虑均匀理想流体媒质中小振幅的情况,可认为管路中平面声压满足线性叠加原理。因此,可将主泵源和次级泵源单独作用工况线性叠加,得到两泵源同时作用系统的压力脉动<sup>[11]</sup>。如图 2 所示,首先讨论次级泵源在合流点产生的压力脉动。假定图中管路各处横截面积均一致( $S_1 = S_2 = S_3$ ),其中  $Z_1$  为主泵源的阻抗, $S_1$  为主泵源支路的管路截面积, $p_{i2}$ 、 $p_{r2}$  分别为次级泵源压力脉动的入射波和反射波, $p_{l2}$ 、 $p_{t2}$  分别为主泵源支管透射波、主油路透射波。

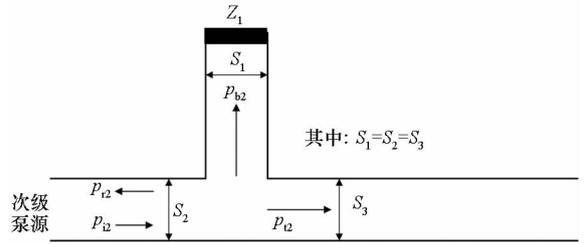


图 2 次级泵源压力脉动作用模型

Fig. 2 Pressure ripple model of secondary pump source

在主管和支管的交汇处,应有声压连续:

$$p_{i2} + p_{r2} = p_{l2} = p_{t2} \quad (1)$$

各点对应体积速度为  $U$ ,则应有体积速度连续,即:

$$U_{i2} + U_{r2} = U_{l2} + U_{t2} \quad (2)$$

根据声压与质点速度之间的关系,则有:

$$v_{i2} = \frac{p_{i2}}{\rho_0 c_0} \quad (3)$$

$$v_{r2} = -\frac{p_{r2}}{\rho_0 c_0} \quad (4)$$

$$v_{l2} = \frac{p_{l2}}{\rho_0 c_0} \quad (5)$$

$$v_{t2} = \frac{p_{t2}}{S_1 Z_1} \quad (6)$$

联立以上各式,即可得到:

$$p_{i2} = \frac{2S_1 Z_1 p_{t2}}{2S_1 Z_1 + \rho_0 c_0} \quad (7)$$

其中: $\rho_0$  和  $c_0$  分别为流体密度和声速,均为实数; $Z_1$  为主泵源阻抗。次级泵源出口的压力脉动为  $p_{i2} = p_{ai2} e^{j(\omega t_2 + \varphi)}$ ,其中  $P_{ai2}$  为次级泵源脉动变化的幅值, $\varphi$  为次级泵源压力脉动相对主泵源压力脉动初始相位角,则汇流点入射波与次级泵源出口压力脉动关系为:

$$p_{i2} = p_{ai2} e^{j(\omega t_2 + k_2 l_2 + \varphi)} \quad (8)$$

其中, $l_2$  为次级泵源出口与汇流点的距离, $k_2 = \omega_2/c_0$  为波数, $\omega_2$  为次级泵源出口压力脉动的圆频率。因此,次级泵源在主油路汇流点上产生的透射波压力脉动为:

$$p_{t2} = \frac{2S_1 Z_1 p_{i2}}{2S_1 Z_1 + \rho_0 c_0} = \frac{2S_1 Z_1 p_{ai2} e^{j(\omega_2 t_2 + k_2 l_2 + \varphi)}}{2S_1 Z_1 + \rho_0 c_0} \quad (9)$$

同理,可以得到主泵源出口压力脉动在汇流点产生的压力脉动模型如图 3 所示。其中, $Z_2$  为次级泵源的阻抗, $S_2$  为次级泵源支路的管路截面积, $p_{i1}$ 、 $p_{r1}$  分别为主泵源压力脉动的入射波和反射波, $p_{l1}$ 、 $p_{t1}$  分别为次级泵源支管透射波、主油路透射波。主泵源出口的压力脉动为  $p_{i1} = p_{ai1} e^{j\omega t_1}$ ,则汇流点入射波与主泵源出口压力脉动关系为:

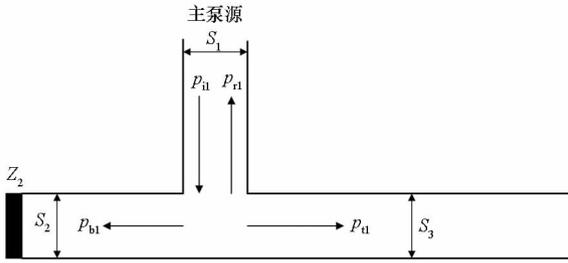


图 3 主泵源压力脉动作用模型

Fig. 3 Pressure ripple model of main pump source

$$p_{1i} = p_{a1i} e^{j(w_1 t + k_1 l_1)} \quad (10)$$

其中,  $l_1$  为主泵源出口与汇流点的距离,  $k_1 = w_1/c_0$  为波数,  $w_1$  为主泵源出口压力脉动的圆频率。因此, 主泵源在主油路汇流点上产生的透射波压力脉动为:

$$p_{1i} = \frac{2S_2 Z_2 p_{1i}}{2S_2 Z_2 + \rho_0 c_0} = \frac{2S_2 Z_2 p_{a1i} e^{j(w_1 t + k_1 l_1)}}{2S_2 Z_2 + \rho_0 c_0} \quad (11)$$

要达到主油路上流量脉动的抵消效果, 则主油路点压力脉动为:

$$p_{1i} + p_{2i} = \frac{2S_2 Z_2 p_{1i}}{2S_2 Z_2 + \rho_0 c_0} + \frac{2S_1 Z_1 p_{2i}}{2S_1 Z_1 + \rho_0 c_0} = \frac{2S_2 Z_2 p_{a1i} e^{j(w_1 t + k_1 l_1)}}{2S_2 Z_2 + \rho_0 c_0} + \frac{2S_1 Z_1 p_{a2i} e^{j(w_2 t + k_2 l_2 + \varphi)}}{2S_1 Z_1 + \rho_0 c_0} \quad (12)$$

两泵源完全相同, 因此泵源阻抗  $Z_1$  和  $Z_2$  一致, 式(12)中其他参数均为常数。  $n$  为泵源转速,  $p$  为液压泵柱塞数, 则:

$$w_i = 2\pi \frac{n_i p_i}{60}, i = 1, 2 \quad (13)$$

根据式(12)可知, 合流点的压力脉动与管路横截面积、泵源阻抗、运行转速、液压泵柱塞数、合流前管路长度以及压力脉动初始相位差等相关。为简化问题, 令:

$$(w_1 t + k_1 l_1) - (w_2 t + k_2 l_2 + \varphi) = h\pi \quad (14)$$

$$\text{即 } \left( w_1 t + \frac{w_1 l_1}{c_0} \right) - \left( w_2 t + \frac{w_2 l_2}{c_0} + \varphi \right) = h\pi.$$

则有当  $h$  为奇数时, 流量脉动衰减; 当  $h$  为偶数时, 流量脉动将加剧。式(14)中含有时间  $t$ , 因此式(14)成立需满足以下条件:

- 1) 两泵源转速和齿数一致, 且时刻保证位置同步;
- 2) 两泵源距离汇流点的出口管路长度一致, 两泵源出口压力脉动的初始相位角相差为  $\varphi = \pi$ 。

同时考虑压力脉动的谐波效应, 在  $\varphi = \pi$  奇数次谐波脉动衰减时, 偶数次仍然会加剧。由于实际流量脉动的一阶谐波分量占主要成分, 因此在控制次级泵源转速与齿数相同时, 初始相位角

相差半个周期理论上可大幅衰减主油路压力脉动。

## 2 同步控制策略

根据前述理论分析, 实现主油路上流量脉动控制的关键是双泵源的同步控制, 即两伺服电机运行中时刻保持固定相对位置。永磁同步伺服电机控制结构主要由位置环、转速环、电流环组成, 控制原理如图 4 所示。其基本工作流程是: 电机的指令转角与编码器测量的实际转角信号做差形成转角误差信号, 转角误差信号经过位置控制器生成目标转速信号; 目标转速信号与电机实际转速做差形成转速误差信号, 该信号输入转速控制器生成目标交轴电流, 目标交轴电流与实际交轴电流做差形成电流误差信号, 电流误差信号经过电流控制器、脉冲宽度调制 (Pulse Width Modulation, PWM) 信号控制单元以及电源逆变器生成对应的电流, 输入至伺服电机产生扭矩以驱动其运动。

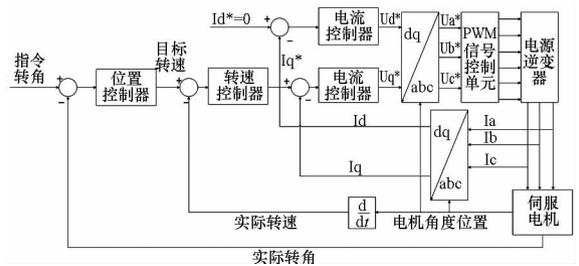


图 4 伺服电机控制原理

Fig. 4 Servo motor control diagram

原有系统控制结构如图 5 所示, 其中主控制器选择执行主泵源或次级泵源, 两泵源不同时工作。各泵源单独作用时, 伺服电机作用于转速环和电流环, 主控制器对作动器整体实现位置闭环。为实现双轴的同步控制, 对原有控制结构进行改进。为抵抗不同子轴上产生干扰导致同步误差, 控制系统上增加了同步运动控制器, 采用主从同步控制策略。控制原理如图 6 所示, 其中主轴电机采用电流环和转速环控制, 主轴的电机转角位置作为从轴输入指令, 从轴采用位置环和电流环控制, 通过配置专门的同步运动控制器, 降低主从同步的延迟效应<sup>[12]</sup>。

其中位置环、转速环和电流环均采用变参数比例积分微分 (Proportion Integration Differentiation, PID) 控制。基于上述控制策略, 对主泵源和次级泵源进行了同步控制试验。图 7~9 分别为两泵源电机编码器、转角位置以及速度同步效果, 电机编码器采样率为 2048 Hz。

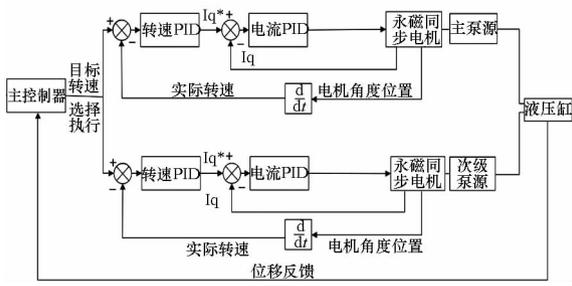


图 5 电液舵机原控制原理图

Fig. 5 Electro-hydraulic control block

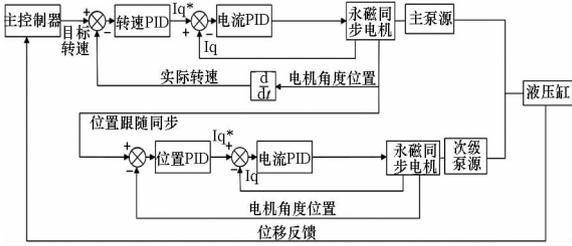


图 6 电液舵机改进的同步运行工况控制原理

Fig. 6 Adjusted control block of synchronous operation

根据前述分析,实现位置同步则速度也应保持一致。图中反映出,编码器位置可以看到明显的同步过程,同步时间为 2 s 左右。完成同步后,两泵源基本没有可监控的误差,同步效果较好。在转速曲线上可以看到,施加同步命令后从轴出现速度跳变,跟踪主轴至设定位置后两轴速度曲线完全重合。

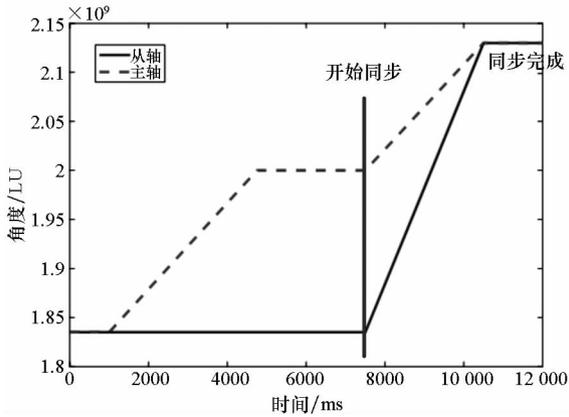


图 7 两泵源编码器位置同步效果

Fig. 7 Synchronization results of two motor encoder position

改变主轴和从轴负载,在不同负载下的测试曲线基本与上述一致。根据试验结果可以看到,采用主从同步控制策略,两泵源较好地实现了位置同步。在主轴或从轴受到负载干扰的情况下,同步效果仍然较好,且同步速度较快,同步时间小于 2 s。

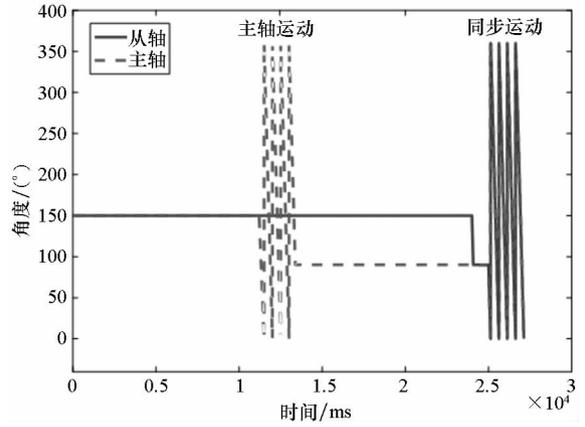


图 8 两泵源转角同步效果

Fig. 8 Synchronization results with two motor angular

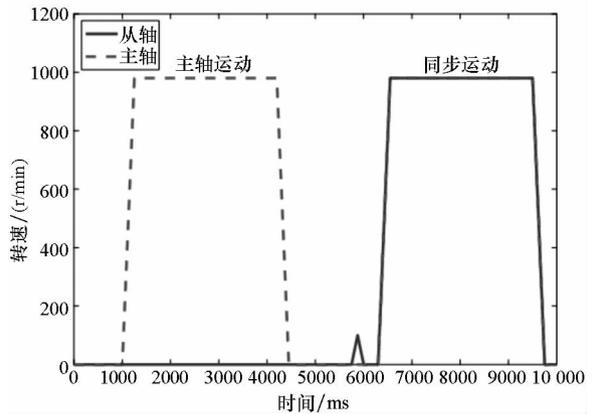


图 9 两泵源转速同步效果

Fig. 9 Synchronization results with two motor speed

### 3 试验研究

现有双泵源电液舵机中两泵源完全相同,均为排量 12.6 ml/r 的齿轮泵,泵源出口管路长度一致,实物安装示意如图 10 所示。结合控制策略,对现有电液舵机控制系统进行改进,调节两泵源运行相位角差值,测试系统结构振动。管路中的压力脉动与结构耦合,形成结构振动。衰减主油路压力脉动的根本目的是降低系统传递路径上的结构振动。为了验证理论分析情况,在液压缸基脚布置加速度传感器,测量系统对外传递的结构振动,测点布置示意如图 11 所示。

对比以下 4 种运行工况下打舵时液压缸基脚的结构振动数据:工况 1,两泵源初始相位角相同,1500 r/min 同步运行操舵;工况 2,两泵源初始相位角相差  $\pi$  rad,1500 r/min 同步运行操舵;工况 3,仅主泵源单独 1500 r/min 运行操舵;工况 4,仅主泵源单独 3000 r/min 运行操舵。因两泵源为排量完全一致的定量齿轮泵,因此工况 3 操舵速度为其他工况操舵速度的一半。

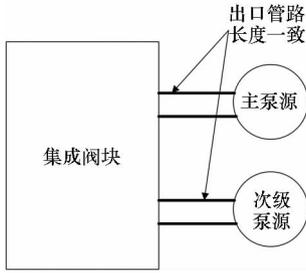


图 10 主/次级泵源出口管路

Fig. 10 Main/secondary pump source outlet line

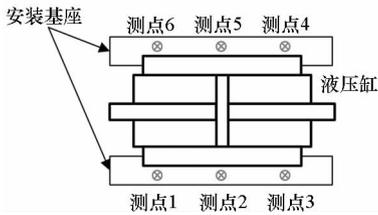


图 11 结构振动测点布置示意

Fig. 11 Arrangement diagram of structure vibration measuring point

以测点 1 的结构振动数据为例,工况 1 和工况 2 打舵时液压缸基座结构振动频域曲线对比如图 12 所示。由图中结果可知,工况 2 与工况 1 相比:①225 Hz 处一阶线谱幅值降低 22.46 dB,错相位合流大幅度衰减了一阶线谱幅值;②450 Hz 处二阶线谱幅值增加 7 dB,675 Hz 处三阶线谱幅值降低 8.42 dB,与理论分析的结果基本保持一致,奇数次谐波脉动衰减时,偶数次会加剧。

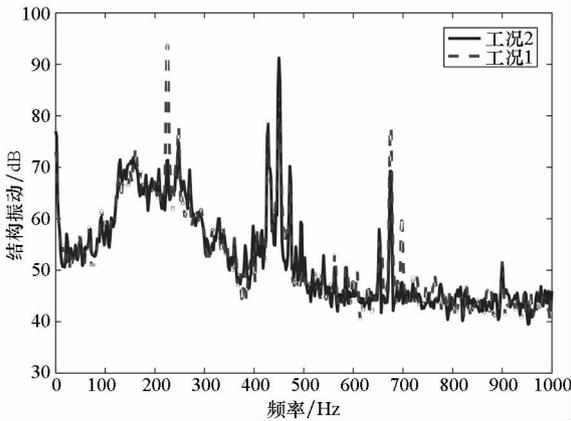


图 12 不同初始相位角同步运行的结构振动

Fig. 12 Structural vibrations of different initial phase angle synchronous motion

图 13 对比工况 2、工况 3 和工况 4 打舵时,液压缸基座的结构振动。两泵源完全一致,因此工况 2 和工况 4 打舵,操舵速度一致;工况 3 打舵,仅为工况 2 操舵速度的一半。由于泵源转速不同,各工况的一阶线谱频率点不同,读取各阶线谱

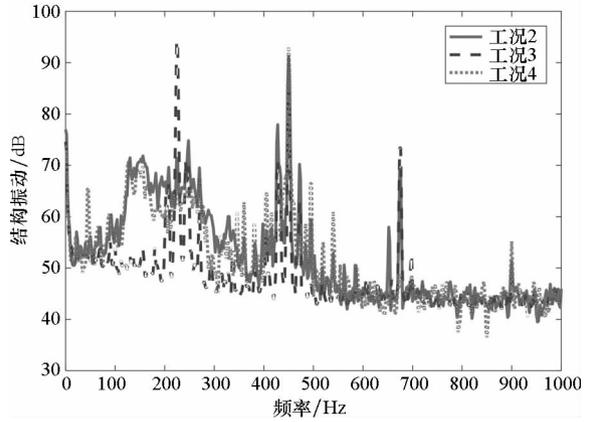


图 13 不同运动模式下结构振动对比

Fig. 13 Structural vibrations of different working conditions

频率点及幅值如表 1 所示。

表 1 各工况线谱幅值对比

Tab. 1 Correlation of line spectra under various working conditions

线谱阶数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	
一阶	频率点/Hz	225	225	225	450
	幅值/dB	93.84	71.38	94.25	93.11
二阶	频率点/Hz	450	450	450	900
	幅值/dB	84.24	91.23	84.99	55.2

根据表 1 中数据可知:①错相位合流大幅度衰减了一阶线谱幅值,将最高线谱幅值迁移至二阶谐频处;②错相位合流在提升舵速的同时最高线谱幅值并未增加。

对比 4 种运行工况下 6 个测点 10 Hz ~ 10 kHz 频段内的结构振动总级,结果如表 2 所示。

表 2 不同运动工况下结构振动总级对比 (10 Hz ~ 10 kHz)

Tab. 2 Comparison of structural vibration levels under different operation conditions (10 Hz ~ 10 kHz) dB

运行工况	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5	测点 6
工况 1	98.7	93.5	99.3	98.2	—	101.6
工况 2	95.3	93.8	96.0	97.6	—	95.9
工况 3	99.8	92.1	95.4	96.2	90.3	99.6
工况 4	94.4	95.5	101.0	104.6	97.2	98.5

注:①由于测试原因,工况 1 和工况 2 未记录到测点 5 数据;②样机处于研制阶段,为脱密处理,表中数据进行了等比例缩放,相对大小不变。

根据表2数据可知:①工况2与工况3对比,操舵速度提升一倍,结构振动总级并未增加;②对比工况2和工况4,相同操舵速度下,通过两泵源错相位同步运行,结构振动总级最大可降低7 dB;③工况1和工况2对比,调整同步运行初始相位差错相位同步运行,结构振动总级最大可相差5.7 dB。

综合上述试验结果,可知:①通过辅助泵源错相位运行可大幅度衰减电液舵机基座结构振动的一阶线谱幅值;②通过改变运行策略,双泵源同步运行,能够实现舵速提升一倍而结构振动总级基本不变;③采取的同步控制策略有效,基于双泵源同步运行的流量脉动控制措施可工程化应用。

## 4 结论

结合现有泵源双冗余电液舵机,改进系统控制策略和运行工况,在实现双泵源有效同步的基础上,降低了系统的结构振动噪声,尤其是一阶线谱振动。经过理论分析和试验验证,得出以下结论:

1) 基于辅助泵源抵消主油路压力脉动的思路和方法可行,可使现结构振动总级降低3~5 dB,其中一阶线谱最大可衰减约23 dB;

2) 系统线谱振动在奇数次谐波点衰减时,偶数次会略有加剧。

本文是以现有电液舵机为基础,改进运行方式达到了降低振动的目的。该方法为衰减流体系统流量脉动提供了一种新措施,后续设计可考虑采用小排量辅助泵源,降低对系统运行工况的影响。

## 参考文献 (References)

- [1] 李树立,焦宗夏. 液压流体脉动主动控制研究现状与展望[J]. 机床与液压, 2006(9): 243-246.  
LI Shuli, JIAO Zongxia. Research actuality and prospect of active control of hydraulic fluid fluctuation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006(9): 243-246. (in Chinese)
- [2] 欧阳平超,刘红梅,焦宗夏. 基于旁路溢流原理的流体脉动主动控制[J]. 航空学报, 2007, 28(6): 1302-1306.  
OUYANG Pingchao, LIU Hongmei, JIAO Zongxia. Active control of fluid pulsation based on bypass overflow principle[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(6): 1302-1306. (in Chinese)
- [3] 焦宗夏,官长斌. 一种基于双边溢流原理的液压管路流体脉动主动抑制方法:102506031[P]. 2015-07-01.  
JIAO Zongxia, GUAN Changbin. A active control of fluid pulsation method based on dual bypass overflow principle: 102506031[P]. 2015-07-01. (in Chinese)
- [4] Guan C B, Jiao Z X, Wu S, et al. Active control of fluid pressure pulsation in hydraulic pipe system by bilateral-overflow of piezoelectric direct-drive slide valve[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2014, 136(3): 031025.
- [5] 欧阳平超,焦宗夏,刘红梅. 分布式液压流体脉动主动控制方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1060-1063.  
OUYANG Pingchao, JIAO Zongxia, LIU Hongmei. Study on distributed active control of fluid pulsation in hydraulic piping[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(9): 1060-1063. (in Chinese)
- [6] Pan M, Johnston D N, Plummer A, et al. Active control of pressure pulsation in a piping system using measured dynamic flow rate[C]//Proceedings of ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2013.
- [7] Pan M, Hillis A, Johnston N. Active control of fluid-borne noise in hydraulic systems using in-series and by-pass structures [C]//Proceedings of UKACC International Conference on Control, 2014: 355-360.
- [8] 徐兵,张军辉,杨华勇,等. 基于串联式轴向柱塞泵转位角降噪方法仿真[J]. 浙江大学学报(工学版), 2013, 47(1): 94-101.  
XU Bing, ZHANG Junhui, YANG Huayong, et al. Simulation on noise reduction of tandem axial piston pump utilizing indexing angle[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2013, 47(1): 94-101. (in Chinese)
- [9] 于立娟,王小东,张学成. 轴向柱塞泵流量脉动主动控制方法及仿真研究[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(11): 43-47.  
YU Lijuan, WANG Xiaodong, ZHANG Xuecheng. Control and simulation of flow pulsation in axial plunger pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(11): 43-47. (in Chinese)
- [10] Jian L, Lin H, Rongwu X. Modeling and testing for hydraulic shock regarding a valve-less electro-hydraulic servo steering device for ships[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2015, 8(4): 318-326.
- [11] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬. 声学基础[M]. 3版.南京:南京大学出版社, 2012.  
DU Gonghuan, ZHU Zhemin, GONG Xiufen. Acoustics foundation[M]. 3rd ed. Nanjing: Nanjing University Press, 2012. (in Chinese)
- [12] Zeroug H, Boudjit K, Kachroud H, et al. Speed synchronization control of multiple DC motors using DSP[C]// Proceedings of 4th European Education and Research Conference, 2010: 47-51.